

Elementtipuristimen suunnittelu

Esa Lääkkölä

Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelman opinnäytetyö
Konetekniikka
Insinööri (AMK)

KEMI 2013

TIIVISTELMÄ

KEMI-TORNION AMMATTIKORKEAKOULU, Tekniikan ala

Koulutusohjelma:	Kone- ja tuotantotekniikka
Opinnäytetyön tekijä:	Esa Lääkkölä
Opinnäytetyön nimi:	Elementtipuristimen suunnittelu
Sivuja (joista liitesivuja):	96 (5)
Päiväys:	19.4.2013
Opinnäytetyön ohjaaja:	Ins. (YAMK) Ari Pikkarainen
Toimeksiantaja:	Reinor Oy
<p>Opinnäytetyön toimeksiantaja oli Reinor Oy, joka valmistaa muun muassa työkoneiden verhoilussa käytettäviä sisustuselementtejä. Opinnäytetyön tarkoituksena oli suunnitella uusi sisustuselementtien valmistuksessa käytettävä puristin. Tuotannossa käytössä olevassa puristimessa oli havaittu puutteita, jotka hankaloittivat tuotteiden valmistusta. Nämä puutteet haluttiin ratkaista uuden puristimen suunnittelulla.</p> <p>Puristimen suunnittelua varten tutkittiin käytössä olevan puristimen ominaisuuksia. Tutkinta suoritettiin analysoimalla puristimen rakennetta sekä seuraamalla tuotteiden valmistusta. Työssä tutkittiin myös tuotteiden materiaalien ominaisuuksia sekä tuotteiden valmistuksessa käytettyjä työkaluja. Työssä käsiteltiin myös suunnittelun teoriaa.</p> <p>Toimeksiantajan antamien vaatimusten perusteella vertailtiin uuden puristimen ratkaisuvaihtoehtoja. Koneturvallisuus otettiin huomioon noudattamalla koneturvallisuusstandardien periaatteita. Suunnittelutyö toteutettiin Autodesk Inventor 2013 –ohjelmistolla.</p> <p>Puristimen rakenteen mitoitus ja komponenttivalinnat suoritettiin selvitystietojen perusteella. Puristimesta laadittiin osa- ja kokoonpanopiirustukset yrityksen käyttöön tilavuusmallien pohjalta.</p>	
Asiasanat: puristimet, koneensuunnittelu, komposiitit.	

ABSTRACT

KEMI-TORNIO UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES, Technology

Degree programme:	Mechanical and production engineering
Author(s):	Esa Lääkkölä
Thesis title:	Designing Interior Panel Press
Pages (of which appendixes):	96 (5)
Date:	19 April 2013
Thesis instructor(s):	Ari Pikkarainen (MEng)
Thesis client:	Reinor Oy
<p>The client of the thesis was Reinor Oy, which manufactures interior panels which are being used in special vehicles for example. The aim of this final project was to design a new press to be used in the production process of interior panels. The press, currently in use in the production process, was found to have shortages that made the manufacturing of the products more complicated. There was a need to solve these shortages by designing a new press.</p> <p>The properties of the press being used were studied for the design of the new press. The studies were carried out by analyzing the structure of the press and by observing the production of the products. The properties of the materials of the products and tools which are used in the production were studied. The theory of designing is also covered.</p> <p>Solution options were compared on the basis of the requirements set by the client. The safety of machinery was taken into consideration by following the principles of safety of machinery standards. The design work was carried out by using Autodesk Inventor 2013 software.</p> <p>The designing of the press structure and the choice of the components were based on the studies of the press. The assembly and part drawings were compiled for the client on the basis of solid models.</p>	
Keywords: presses, machine design, composites.	

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	2
ABSTRACT	3
SISÄLLYS	4
1 JOHDANTO	6
1.1 Opinnäytetyön tavoitteet	6
1.2 Koneensuunnittelu.....	7
2 KOMPOSIITTIEIEN VALMISTUSPROSESSI.....	8
2.1 Yleistä käytetyistä materiaaleista	10
2.1.1 Kestomuovikomposiitti (RTC)	10
2.1.2 Polyeteeni (PE)	11
2.1.3 Polypropeeni (PP)	11
2.2 Valmistusprosessin vaiheet	12
2.3 Muotit.....	12
3 KOMPOSIITTIELEMENTTIPURISTIN	15
3.1 Kaupallisia puristinratkaisuja.....	15
3.2 Käytössä oleva puristin	20
3.3 Puristimet ja koneturvallisuus	23
4 PÄÄRATKAISUVAIHTOEHDOT	25
4.1 Hydraulinen puristin.....	25
4.2 Sähkömoottoripuristin.....	26
5 SUUNNITTELUN TEORIA	28
5.1 Suunnitteluprosessi	29
5.2 Luova työskentely	30
5.3 Systemaattinen työskentely	31
6 LUONNOS JA KONEENELIMET	33
6.1 Koneenelimet	34
6.1.1 Kuularuuvi	34
6.1.2 Hammashihna	36
6.1.3 Vierintälaakerit.....	37
6.1.4 Liukulaakerit	39
6.1.5 Akselikytkimet.....	40
6.1.6 Akselin ja navan liitokset	41

7 SUUNNITTELU	43
7.1 Kuularuuvien mitoitus	43
7.2 Hammashihnan mitoitus	49
7.3 Kuularuuvien laakerointi	52
7.4 Puskinen mitoitus	53
7.5 Johteiden mitoitus	54
7.6 Liukulaakerien mitoitus	61
7.7 Rungon kansilevyn ripojen mitoitus	64
7.8 Runkorakenne	71
7.9 Hammashihnapyöräakseli	72
7.10 Puristusliikkeen jarrutus ja lukitus	76
7.11 Kulmavaihte ja sähkömoottori	81
7.12 Akselikytkimet	82
8 SUUNNITTELUN TULOS	83
9 PURISTIMEN KÄYTÖN RISKIT JA HUOLTO	85
9.1 Riskin arviointi	86
9.2 Suojukset	87
9.3 Puristimen ohjaus	87
9.4 Huoltokohteet	87
10 POHDINTA	88
11 LÄHTEET	89
LIITTEET	91

1 JOHDANTO

Keminmaalainen Reinor Oy valmistaa komposiittisisustuselementtejä LP-RTC-menetelmällä (low pressure reinforced thermal composite) pääasiassa työkoneiden hytteihin. Alun perin Laurilan asennus Oy:n yhteydessä perustettu yritys on toiminut vuodesta 1989 lähtien. Sen liikevaihto on noin miljoona euroa ja se työllistää yhdeksän henkilöä. Asiakkaat sijaitsevat kotimaassa ja Länsi-Euroopassa.

Reinor Oy:n tuotteiden valmistamisen olennainen vaihe on sisustuselementin muodostus, jossa kolme päällekkäin ladottua materiaalia liitetään yhteen lämmön ja voimakkaan puristuksen avulla. Puristuksessa käytetty kone ei ole kuitenkaan täyttänyt tuotannon tarpeita pienen puristusalueensa puolesta: aputyökalujen käyttöön on turvauduttu isompien tuotteiden kohdalla.

Käytössä olevan puristimen muokkaus ei osoittautunut kannattavaksi, joten yritys näki parhaaksi antaa mahdollisuuden suorittaa uuden puristimen suunnittelu opinnäytetyön yhteydessä.

1.1 Opinnäytetyön tavoitteet

Tavoitteena on suunnitella uusi nelipilaripuristin, joka täyttää sille asetettavat tarpeet ja odotukset. Olennaisinta työssä on suunnitella puristin, jonka puristusalue on suurempi. Puristimen suunnittelussa vertaillaan ratkaisuvaihtoehtoja sekä suoritetaan osien ja komponenttien mitoitus. Puristimen turvallisuus varmistetaan suunnittelussa direktiivien ja standardien mukaisesti. Opinnäytetyö ei sisällä sähkösuunnittelua eikä puristimen ohjauksen yksityiskohtaista suunnittelua.

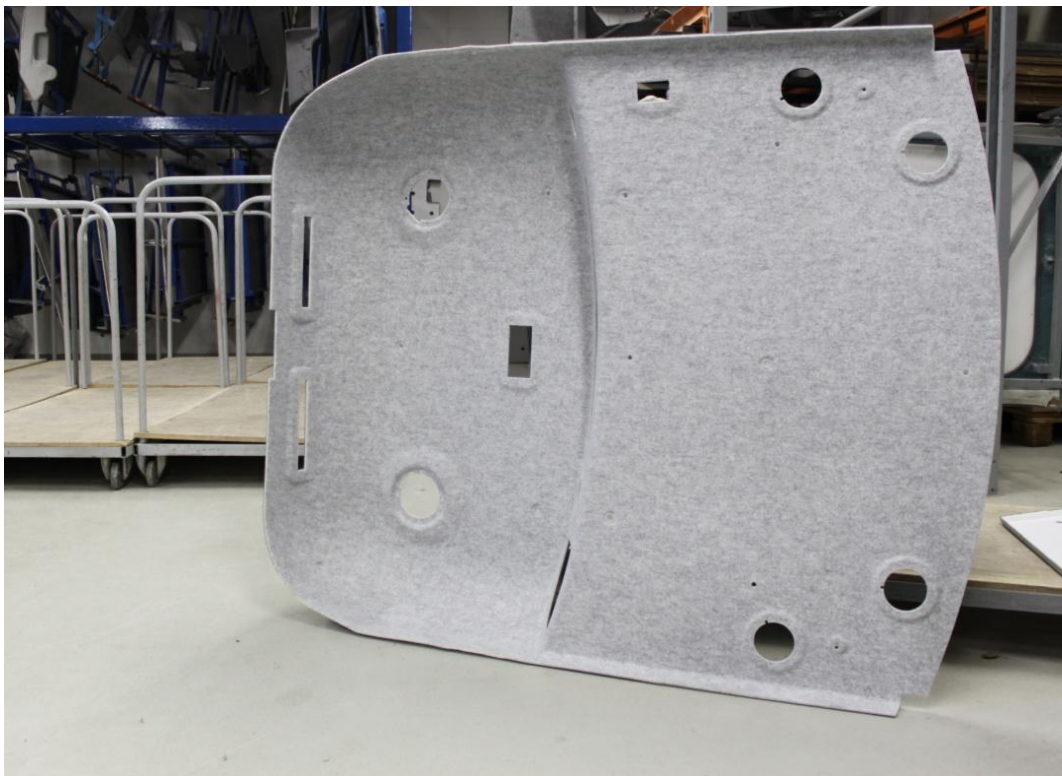
Yritys käyttää komposiittisisustuselementtien valmistuksessa kahdenlaisia muotteja. Muottityypit sekä niiden karakteriset ominaisuudet esitellään työssä. Tämän lisäksi työssä selvitetään yrityksen valmistamien tuotteiden valmistusprosessi ja käsitellään tuotteissa käytettyjä materiaaleja lyhyesti.

1.2 Koneensuunnittelu

Puristimen lähtöarvot oli pitkälle määrätty yrityksen toimesta. Koneenelinten mitoituksessa käytettiin valmistajien toimittamien katalogien laskukaavoja, jotka varmistettiin vertaamalla niitä muiden valmistajien vastaaviin kaavoihin sekä yleisiin konetekniikan kaavoihin. Puristimen käytettävyys ja käyttöturvallisuus varmistettiin koneturvallisuusstandardien avulla. Puristimen tilavuusmallintaminen ja valmistuskuvien laadinta toteutettiin Autodesk Inventor 2013 -ohjelmistolla.

2 KOMPOSIITTITIEN VALMISTUSPROSESSI

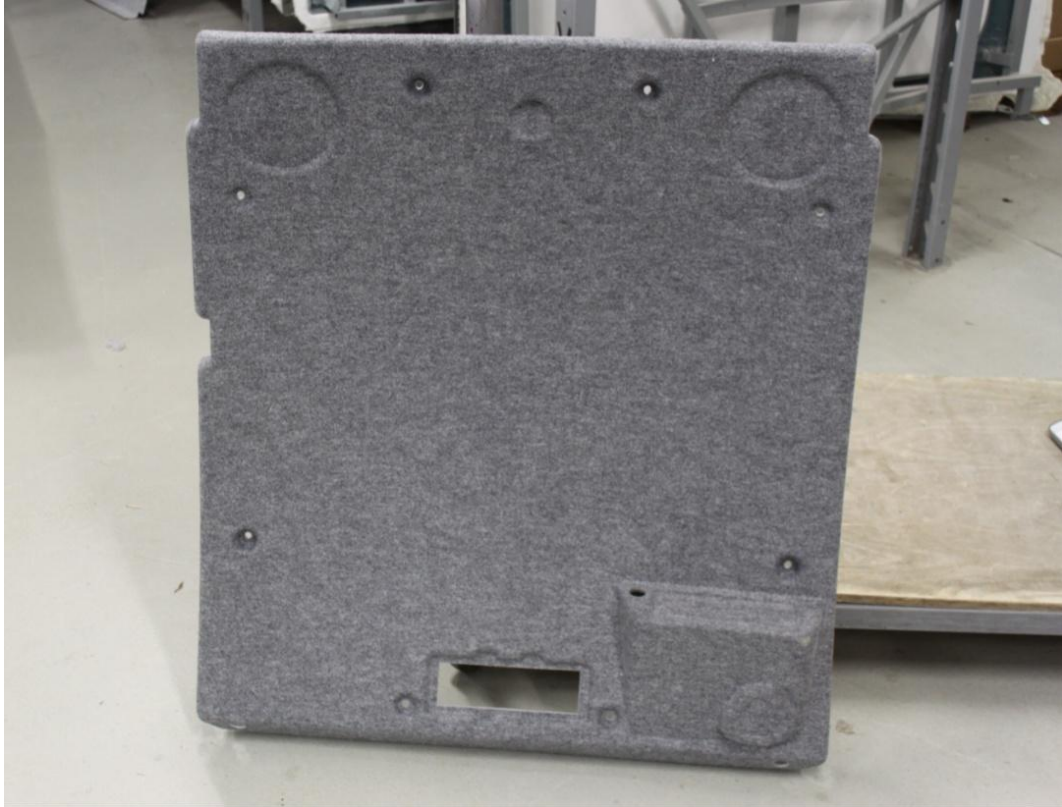
Reinor Oy valmistaa komposiittisisustuselementtejä LP-RTC-menetelmällä. Menetelmässä yhdistetään kolme eri materiaalia kerroksittain ilman liimoja tai liuottimia voimakkaan puristuksen ja lämmön avulla. Käytetyt materiaalit ovat yleensä polyeteeni-vahtomuovi (pohja), RTC (runko) ja polypropeeni-huopa (pintamateriaali). Tuotteen pintamateriaaliksi voidaan valita plyysi, verhoiluhuopa tai keinonahka. Pohjamateriaalin tarkoitus on toimia ääni- ja lämpöeristeenä. Kuvissa 1 ja 2 on esitetty esimerkkejä valmiista tuotteista.



Kuva 1 Komposiittisisustuselementti

Elementtejä käytetään sisustukseen, ja niillä on seuraavia hyödyllisiä ominaisuuksia tässä käytössä, kuten:

- itsekantavuus
- iskunkestävyys
- veden- ja kemikaalienkestävyys (varauksin)
- äänenvaimentavuus
- lämmöneristävyys.



Kuva 2 Komposiittisustuselementti

Näiden ominaisuuksien ansiosta komposiittisustuselementit sopivat hyvin mm. seuraaviin käyttökohteisiin:

- ajoneuvoteollisuus
- linja-autot
- puolustusajoneuvot
- metsäkoneet
- erikoisajoneuvot
- nosturit ja haarukkatrukit
- maansiirtokoneet.

2.1 Yleistä käytetyistä materiaaleista

Termi ”komposiitti” on laaja nimitys sellaisille toisiinsa sulamattomille tai liuenneille kahden tai useamman materiaalin yhdistelmille, jotka toimivat yhdessä kunkin eri materiaalin lisätessä komposiitin käytettävyyttä halutulla tavalla. Yleensä komposiitista voidaan tunnistaa sitova ainesosa, jota kutsutaan matriisiksi. Matriisin yhteen sitomat muut aineosat voivat olla esimerkiksi hienojakoisia partikkeleita tai ohuita kuituja (Airasmaa & Kokko & Komppa & Saarela 1991, 17).

2.1.1 Kestomuovikomposiitti (RTC)

Runkomateriaalina käytetty RTC on lyhenne sanoista *reinforced thermoplastic composite*, eli kestopuovikomposiitti. Yrityksen käyttämä kestopuovikomposiitti koostuu yleensä polypropeenimatriisista ja lasikuidusta.

Tasolujitetta sisältävissä puristelevyissä (GMT, RTC) muoviaiineena on tyypillisesti polypropeeni ja lujitteena lasikuitu (Airasmaa ym. 1991, 21). Taulukossa 1 on esitetty muutama kestopuovikomposiitin perusominaisuus 25 %:n ja 30 %:n lasikuituosuudella.

Taulukko 1 Kestomuovikomposiitin ominaisuuksia eri lasikuituseoksilla (muokattu, Reinor Oy, hakupäivä 28.1.2013)

ominaisuus	koemenetelmä	lasik. 25%	lasik. 35%	yksikkö
tiheys	ISO R1183	1070	1120	kg/m ³
vetomurtolujuus	BS 2782 osa 10 1003 ISO/DIS 527	75,0	86,0	MPa
puristuslujuus	BS 2782 osa 3 menet. 345 A	100	83	MPa
kimmokerroin	BS 2782 osa 10 1003 ISO/DIS 527	4,0	4,5	GPa
murtovenymä	BS 2782 osa 10	3,3	3,0	%

2.1.2 Polyeteeni (PE)

Polyeteeni on sekä Suomen että koko maailman käytetyin muovi. Polyeteenit voidaan jakaa seuraaviin tyyppeihin:

- PE-LD, pientiheyspolyeteeni (tiheys 910–930 kg/m³)
- PE-HD, suurtiheyspolyeteeni (tiheys 940–970 kg/m³)
- PE-HMW ja PE-UHMW, suurmolekyyliset polyeteenit. (Metalliteollisuuden Keskusliitto MET, 2001, 40)

Kaikki polyeteenit ovat vettä kevyempiä, kemikaalinkestäviä, edullisia, palavia ja herkkiä UV-säteilylle. PE-LD on eniten ekstruusiassa käytetty pehmeä, ”plastiikkimainen” muovi. PE-HD on PE-LD:hen verrattuna jäykempi ja ”ryhdikkäämpi”. Suurmolekyyliset polyeteenit ovat erittäin kulutuksenkestäviä, jätettä ja iskulujia muoveja, joita ei yleensä voi ruiskuvalaa. Sen sijaan ahtopuristukseen ja mekaaniseen työstöön PE-HMW soveltuu hyvin. (Metalliteollisuuden Keskusliitto MET, 2001, 40)

2.1.3 Polypropeeni (PP)

Polypropeenit ovat keveitä, edullisia, palavia, UV-herkkiä ja kemikaalinkestäviä. Polypropeenin lämmönkestävyys on tyypillisesti hieman polyeteeniä parempi (Metalliteollisuuden Keskusliitto MET, 2001, 42). Ne kuuluvat valtamuoveihin polyeteenin, polyvinyylikloridin ja polystyreenin tavoin. Polypropeeni jaetaan seuraaviin tyyppeihin:

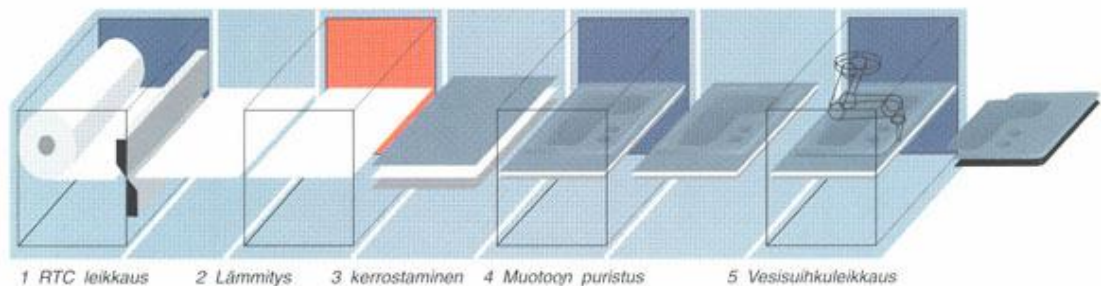
- PP-H eli homopolymeeri
- PP-C eli polyeteenin ja polypropeenin kopolymeeri. (Metalliteollisuuden Keskusliitto MET, 2001, 42)

Ruiskuvalutyypit sisältävät täyteaineita, esimerkiksi PP + talkki sekä PP + lasikuitu. Polypropeenin ns. saranaominaisuus on paras kaikista muoveista; siitä voidaan valmistaa kalvosaranoita, jotka kestävät miljoonia taivutuskertoja (Metalliteollisuuden Keskusliitto MET, 2001, 42).

2.2 Valmistusprosessin vaiheet

Komposiittisisustuselementtien valmistus Reinor Oy:ssä koostuu viidestä vaiheesta, kun logistisia tai pakkausvaiheita ei oteta huomioon. Valmistusprosessi on esitetty kuvassa 3.

Prosessi alkaa rullalle käärityn RTC:n määrittämisestä leikkaamisesta. Leikattu materiaali asetetaan lämmitysuuniin, jossa sitä pidetään 5–7 minuuttia. Uunin tavoitelämpötilaksi asetetaan 200 °C. Lämmitys mahdollistaa elementin muovattavuuden sekä kolmen materiaalin kiinnityksen toisiinsa liimoja tai liuottimia käyttämättä.



Kuva 3 Valmistusprosessin vaiheet (Reinor Oy, hakupäivä 29.1.2013)

Kerrostamisvaiheessa puristimeen kiinnitettyyn muottiin ladotaan pohjamateriaali, lämmitetty RTC sekä pintamateriaali päällekkäin. Pohja- tai pintamateriaaleja ei yleensä lämmitetä. RTC jäähtyy puristuksen aikana, joka kestää noin 5 minuuttia. Prosessissa käytetty puristusvoima on luokkaa 10–100 tn. Puristaminen antaa aihiolle lopullisen muotonsa lukuun ottamatta sen reunoja, joissa vielä on ylimääräistä materiaalia.

Puristetun sisustuselementtiaiheen reunat leikataan lopulliseen muotoon ja tuote viimeistellään. Aihion reunat leikataan käsivarsirobottiin kiinnitetyllä vesileikkausjärjestelmällä. Tämän jälkeen tuotteet pakataan toimitusta varten.

2.3 Muotit

Muottien eli työkalujen kiinnitys puristimeen suoritetaan kiinnittämällä kiinnitysruuvit puristimen pöydän t-uriin sijoitettavien muttereiden avulla. Tuotteiden muotojen yksilöllisyyden johdosta kullakin tuotteella on oma työkalunsa.

Käytetyt työkalut voidaan jaotella kahteen tyyppiin. Nämä ovat puristustyökalut ja painetyökalut.

Puristustyökalut valmistetaan vanerista (kuva 4). Elementti saa muotonsa mekaanisen puristuksen avulla. Niille on ominaista yksinkertainen, yleensä matala rakenne. Käytetty puristusvoima on 20–100 tonnia.



Kuva 4 Vanerityökalun puolikas

Painetyökalut toimivat paineilman ja alipaineen avulla (kuva 5). Toiseen työkalun puoliskoon johdetaan ylipaine ja toiseen alipaine. Elementti saa muotonsa paine-eron vaikutuksesta eikä mekaanisesta puristuksesta, kuten puristustyökaluissa.

Painetyökalujen käyttö tulee kysymykseen, kun käytetään pintamateriaaleja, joihin jäisi mekaanisessa puristuksessa jälkiä työkalusta. Tämän tyyppisillä työkaluilla voidaan myös tuottaa elementtiin muotoja, joita ei voida saavuttaa yhden suuntaisen puristuksen avulla.

Ilmatiiveyden saavuttamiseksi käytetty puristusvoima on 10–40 tonnia. Tarvittava ilmanpaine saadaan paineilmaverkosta.



Kuva 5 Kaksiosainen paineilmalla toimiva työkalu

3 KOMPOSIITTIELEMENTTIPURISTIN

Komposiittielementtipuristin eli –prässi voidaan luokitella erityissovellukseksi sillä perusteella, että se edustaa yleisprässiä, joka on muokattu ja jalostettu vastaamaan jotain tiettyä tuotannon tarvetta. Tästä syystä uuden ko. puristimen hankinta ei ole yksinkertaista. Olisi joko löydettävä joltain maahantuojalta tai valmistajalta tarpeita vastaava malli – eli oikea koko, tarvittava puristusvoima sekä tuotantoa palvelevat ratkaisut – tai valmistuttaa yksilöity puristin yrityksen omiin tarpeisiin vastaten.

3.1 Kaupallisia puristinratkaisuja

Kaupallisissa puristinratkaisuissa, joissa puristusvoima on luokkaa 25–100 tn ja joissa on suuri puristusalue, on käyttövoima toteutettu yleensä hydraulitekniiikan avulla. Runkoratkaisuna on yleensä c-runko-, h-runko- tai nelipilariratkaisu.



Kuva 6 Hydraulinen nelipilaripuristin (Phoenix Hydraulic Presses Inc, hakupäivä 14.11.2012)

Kuvassa 6 on esitetty hydraulinen nelipilaripuristin. Puristimen voimanlähde, eli hydraulipainetta kehittävä koneikko, on erillään puristimen rungosta. Puristuksen suorittava puskin liikkuu neljän johteen (pilarin) varassa pystysuunnassa. Hydraulisylinteri muuttaa koneikon tuottaman paineen lineaariliikkeeksi, jolla puristus suoritetaan.



Kuva 7 Hydraulinen c-runkopuristin (RK Metal Fab Inc, hakupäivä 15.11.2012)

Kuvassa 7 on esitetty c-runkoinen hydraulipuristin. Nimitys tulee sivulevyjen muodostamasta c-kirjaimen muotoisesta rungosta. Puristuksen apuna on neljä johdetta, jotka tukevat puskinta puristuksen aikana.



Kuva 8 Hydraulinen h-runkopuristin (Machinery Values Inc, hakupäivä 15.11.2012)

Kuvassa 8 on esitetty hydraulinen h-runkopuristin. Tämäntyyppisissä puristimissa voidaan vasteen paikkaa säätää. Vaste pysyy paikallaan rungon ja vasteen reikien läpi asetettujen tappien avulla. Tapit poistamalla voidaan vaste asettaa uuteen korkeuteen.

Aineenkoetukseen käytettävä nelipilarirunkoinen kone, jolla suoritetaan sekä veto- että puristuskokeita, on esitetty kuvassa 9. Koneen puskinta liikutetaan sähkömoottorin ja kuularuuvien avulla, jotka sijaitsevat molemmin puolin puskinta. Voimavälitys sähkömoottorilta kuularuuveilla on tässä koneessa toteutettu todennäköisimmin hammashihnojen tai ketjuvälityksen avulla. Sähkömoottori sijaitsee toisen kuularuuvin läheisyydessä, joka pyörittää sitä molempiin suuntiin. Kuularuuvit on kytketty toisiinsa synkronisoidun liikkeen aikaan saamiseksi. Koneen veto- ja puristusvoima on 120 tn.



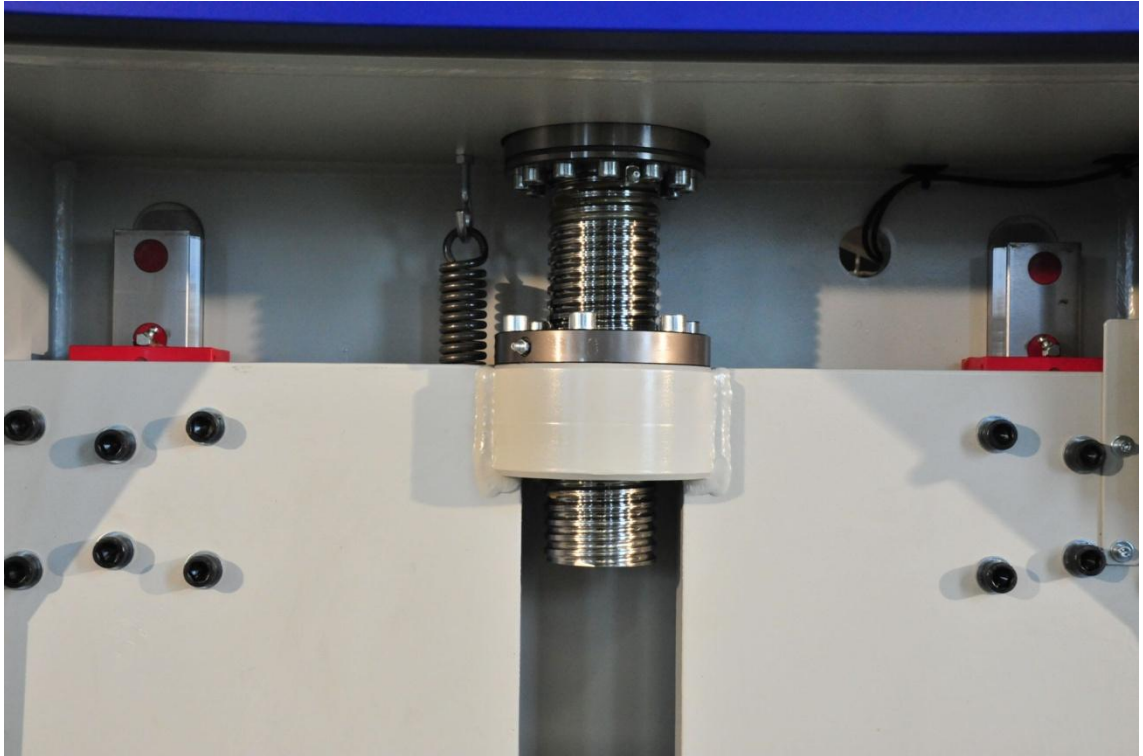
Kuva 9 Sähkömoottorikäyttöinen aineenkoetuskone Zwick Roell Z1200E (Zwick Roell, hakupäivä 23.1.2013)

Kuvassa 10 on esitetty c-runkoinen särmäyskone, jonka työliike on toteutettu servomoottorin ja kuularuuvien avulla. Moottori sijaitsee rungon yläosassa. Koneen puskin liikkuu lineaarijohteiden ohjaamana. Koneen puristusvoima on 25 tn.



Kuva 10 Servomoottorikäyttöinen särmäyskone (CoastOne Oy, hakupäivä 23.1.2013)

Kuvassa 11 käy selkeämmin ilmi särmäyskoneen toimintaperiaate. Kuularuuvien mutteriosa on kiinnitetty puskinen yläpäähän. Kuularuuvien pyöriessä puskin nousee ja laskee. Kuularuuvien toinen pää on laakeroitu rungon yläosaan. Toinen pää pääsee pyörimään vapaana.



Kuva 11 Kuularuuvi sekä lineaarijohteet (CoastOne Oy, hakupäivä 23.1.2013)

3.2 Käytössä oleva puristin

Reinor Oy:n käytössä oleva puristin on hydraulisesti toimiva nelipilaripuristin (kuva 12). Koneikko, hydrauliventtiilit ja -öljysäiliö on asennettu puristimen päälle. Ne tuottavat hydraulipainetta puristimen hydraulisylintereille. Puristimessa on kaksi puristussyylinteriä ja yksi vetosylinteri. Puristussyylinterien männänhalkaisija on 250 mm.

Vetosylinterillä saadaan aikaan puskinen palautusliike. Sitä voidaan käyttää myös puskinen pidätinlaitteena, jolloin se lisää käyttöturvallisuutta estämällä puskinen painovoiman johdosta tapahtuvan tarkoittamattoman putoamisen mahdollisen vikaantumisen yhteydessä.

Sylinterien avulla puristimen puskin liikkuu neljän kromatun terästangon ohjaamana edestakaisin. Puristuksessa kattorakenteeseen ja puskimen kiinnitetyt puristussylinterit työntävät puskinda runkoon kiinnitettyä puristustasoa päin. Tällöin puristimen terästankojen varassa oleva kattorakenne pyrkii siirtymään puristustasosta poispäin. Tämä aiheuttaa vetojännityksen terästangoille, eli pilareille. Pilarit toimivat sekä ohjaavina elementteinä, että ”vetosauvoina” kytkemällä sylinterit runkoon. Pilareiden kiinnitys on toteutettu ruuvi-mutteri-periaatteella. Puristustapahtuma suoritetaan siis puskimen ja pöydän välissä työkalun avulla. Työtasoilla on t-uritus työkalujen kiinnitystä varten.

Puristusvoimaa seurataan puristuksen aikana painemittarilla. Eri työkaluilla muotoiltavilla osavalmisteilla on erilaiset puristusvoiman tarpeet. Voimantarpeeseen vaikuttaa lopullisen tuotteen materiaalit, muoto sekä työkalun ominaisuudet.

Puristimen ohjaus tapahtuu kaksinkäsinhallintalaitteella, jolla sidotaan työntekijä ohjauspaneelin luo käytön ajaksi. Itse työsuoritukseen ei vaikuta koneen ohjauksen automaatio, vaan puristus on täysin käyttäjän toimenpiteistä kiinni. Työntekijöille muodostuu pakostakin ”hiljaista” tietoa eri työkalujen ja puristusvoimankäytön vaikutuksesta lopputulokseen.

Itse puristin ei edusta minkään yksittäisen valmistajan tuotetta, vaan se on kokoonpantu eri koneiden osista kokonaisuudeksi, joka palvelee komposiittituotteiden puristusta.



Kuva 12 Käytössä oleva nelipilaripuristin

Käytössä olevan puristimen ongelmana on liian pieni työalue työkaluja varten. Tästä syystä joudutaan eräiden tuotteiden puristuksessa käyttämään erikoisjärjestelyjä, jotka pidentävät asetusaikaa. Toisena ongelmana on puristimen korkeus, koska koneikko ym. hydraulikomponentit sijaitsevat puristimen päällä. Tämän takia on yrityksen työtilan kattoon jouduttu tekemään aukko puristinta varten. Tämä hankaloittaa puristimen asentamista ja sen sekä hydraulikomponenttien kunnossapitoa.

Toimeksiantajalla oli uutta puristinta varten neljä vaatimusta. Nämä olivat 100 tn puristusvoima, samansuuruinen liikenopeus edellisen mallin kanssa, 1,6 metrin iskunpituus sekä 1,6 x 1,6 metrin vapaa tila puristustyökaluja varten.

3.3 Puristimet ja koneturvallisuus

Lakitasolla koneiden turvallisuudesta Suomessa säädetään ns. konelaissa (1016/2004) ja työturvallisuuslaissa (738/2002). Laeissa on kuitenkin vain aivan yleiset periaatteet ja yksityiskohdista säädetään asetuksilla, valtioneuvoston päätöksillä ja ministeriöiden päätöksillä. (Siirilä 2008, 27)

Konelaki koskeen koneiden valmistajia, maahantuoja, myyjiä ja muita henkilöitä, jotka luovuttavat koneen tai muun teknisen laitteen Suomessa markkinoille tai käyttöön. Näiden velvollisuus on huolehtia siitä, että valmistettavat, myytävät ja käyttöön luovutettavat koneet ovat niitä koskevien määräysten mukaisia ja turvallisia. (Siirilä 2008, 27)

Työturvallisuuslaki edellyttää työnantajilta työn, työympäristön ja koneiden jatkuvaa tarkkailua ja niihin liittyvien riskien arviointia ja todettujen riskien vähentämistä (8 ja 10 §). Koneita koskevassa pykälässä (41 §) sanotaan, että koneiden on oltava sellaisia, että niillä ei satu tapaturmia eikä niistä aiheudu muitakaan terveyshaittoja. (Siirilä 2008, 27)

Koneiden turvallisuutta koskevien suomalaisten asetusten, valtioneuvoston päätösten ja ministeriöiden päätösten taustalla ovat EU:n direktiivit. Koneiden turvallisuuden perusdirektiivi on ns. konedirektiivi. (Siirilä 2008, 27–28)

Sähkökäyttöisiä (tai sähköä esimerkiksi ohjausjärjestelmässä käyttäviä) koneita koskevat myös pienjännitedirektiivi ja sähkömagneettista yhteensopivuutta (EMC) koskeva direktiivi. Nämä direktiivit on saatettu Suomessa voimaan kauppa- ja teollisuusministeriön päätöksillä. (Siirilä & Pakkala 2004, 44)

2000-luvulla on hyväksytty useita metalliteollisuuden työpaikoilla yleisesti käytössä olevia koneita koskevia EN-standardeja (Siirilä 2008, 341). Vaikka suunnittelun kohteena onkin komposiitteja käsittelevä kone, on kyseessä kuitenkin perinteinen metalliteollisuuden kone. Vastaavia koneen ominaisuuksia voi olla etenkin hydraulipuristimella (kuten olemassa oleva komposiittipuristin), epäkeskopuristimella ja särmäyspuristimella. Tällöin on syytä tutustua seuraaviin standardeihin ja tutkia, mikä niistä vastaa parhaiten suunniteltavaa konetta:

- SFS-EN 692, epäkeskopuristimet
- SFS-EN 693, hydrauliset puristimet
- SFS-EN 12 622, särmäyspuristimet.

Uuden puristimen on siis täytettävä mm. seuraavat lainsäädännön ja muiden määräyksien vaatimukset:

- Työturvallisuuslaki (738/2002)
- Laki eräiden teknisten laitteiden vaatimustenmukaisuudesta (1016/2004)
- Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta (400/2008)
- Valtioneuvoston asetus työssä käytettävien koneiden ja muiden työvälineiden hankinnasta, turvallisesta käytöstä ja tarkastamisesta (403/2008)
- Valtioneuvoston asetus työpaikkojen turvallisuus- ja terveysturvallisuudesta (577/2003). (Siirilä 2008, 455, muokattu, tarkastettu ajantasaisuus 29.1.2013)

4 PÄÄRATKAISUVAIHTOEHDOT

Yrityksen puristimelle asettamia vaatimuksia ja toiveita kartoittaessa ilmeni, että mielenkiinto oli kohdistunut kahteen erilaiseen ratkaisuvaihtoehtoon, joiden tutkiminen aloitettiin. Nämä olivat olemassa olevasta puristimesta tuttu ratkaisu hydraulisylinterineen sekä uusi ratkaisumalli, jossa voimanlähteenä käytettäisiin sähkömoottoria. Sähkömoottorin olisi tarkoitus muuttaa pyörivä liike lineaariliikkeeksi koneenelinten avulla puristuksen aikaansaamiseksi. Perusvaatimuksena kaikille ratkaisuille olisi kuitenkin nelipilarirunko, joka on todettu optimaaliseksi vaihtoehdoksi.

4.1 Hydraulinen puristin

Olemassa oleva puristin olisi suhteellisen yksinkertaista monistaa. Sen rakenne ja toimintaperiaate on yksinkertainen. Puristimen toiminta on osoittautunut varmaksi ja sitä on testattu tuotannon ohessa vuosien ajan. Vastaavat komponentit voitaisiin valita sellaisenaan uuteen puristimeen. Suunnittelun tehtäväksi jäisi puristimen mittojen selvittäminen ja siirto uuden puristimen lähtökohdaksi sekä uuden mitoituksen varmistaminen laskennallisilla keinoilla.

Olemassa olevaa konetta voitaisiin tuotekehittää eteenpäin esimerkiksi työturvallisuuden, helppokäyttöisyyden ja läpimenoajan osalta. Puristin koostuu komponenteista, joiden saatavuus on hyvä ja huollon vaatimaa kunnossapito-osaamista on saatavilla lähialueelta.

Hydraulisylinterien avulla on helppo tuottaa puristuksen tarvitsema voima. Lisäksi puristuksen ylläpito on hallittavissa ja voiman määrä on helppo tarkistaa yksinkertaisen painemittarin avulla. Voima on portaattomasti säädettävissä tietyin varauksin. Puristus-sylinterien huolto rajoittuu lähinnä männän- ja varrentiivisteiden vaihtoon.

Olemassa olevan puristimen heikkouksiksi voidaan lukea sen korkeus, joka on seurausta hydraulikomponenttien asentamisesta koneen yläpuolelle. Tämä seikka voidaan ratkaista asettamalla hydraulikomponentit keskitetysti koneen läheisyyteen lattialle ja toimittamalla hydraulioöljy koneelle putkituksen avulla. Toisaalta tällöin koneen varaama lattiatilapinta-ala kasvaa.

Hydraulijärjestelmän vaatima komponenttien määrä ei ole suuri, kun kyseessä on näin yksinkertainen kone. Hydrauliikkaan liittyy mm. seuraavat osat, laitteet ja koneet:

- koneikko
- öljysäiliö
- suodattimet
- paineenrajoitusventtiilit
- vastaventtiilit
- suuntaventtiilit
- vastusvastaventtiilit
- putkitukset, letkut ja liittimet.

Hydraulijärjestelmän öljy tulee vaihtaa määrääjoin. Hydraulijärjestelmän alla sijaitsee öljyaukalo, jonka tarkoitus on rajoittaa öljyvuotojen leviämistä. Se on tyhjennettävä säännöllisesti. Kaukalon vaikean sijainnin johdosta sen tyhjentämien on työlästä ja epä-ergonomista.

4.2 Sähkömoottoripuristin

Sähkömoottorikäyttöisen puristimen eduksi voidaan tässä tapauksessa lukea se, että se ei tarvitse voiman välitykseen öljyä väliaineena. Täten vältetään tarkoituksettomalta tuotteiden likaamiselta. Komponenttien harkitulla sijoittelulla saadaan myös madallettua koneen kokonaiskorkeutta ja todennäköisesti myös painoa. Koneen melutason oletetaan laskevan, kun käytön aikana ei tarvita jatkuvasti käyvää koneikkoa.

Sähkömoottorikäyttöinen puristin on monimutkaisempi hydrauliseen verrattuna. Kun hydrauliöljyä ei käytetä voimavälitykseen, on välitys sähkömoottorilta liikkeen aikaan saavaan koneenelimeen järjestettävä mekaanisin keinoin, jotka saattavat vaatia voitelua. Myös erillinen voiteluyksikkö saattaa olla tarpeen.

Puristimen ohjaus vaatii monimutkaisemman järjestelmän hydrauliseen verrattuna. Sähkömoottorin kierroslukua sekä vääntömomenttia on pystyttävä säätämään ja seuraamaan. Sähkömoottorin pyörimisliike on muutettava koneenelimien avulla suoraviivaiseksi liikkeeksi. Suuren tarvittavan voiman ja kohtuullisen nopeuden perusteella kuularuuvien käyttö nousee ensimmäiseksi vaihtoehdoksi.

Yrityksellä ei ole kokemusta sähkömoottorikäyttöisestä puristimesta tuotannossa. Sen käyttäytyminen komposiittielementtien puristamisessa on tuntematonta. Komponenttivalinnat suoritetaan luonnollisesti sen hetken parhaan tietämyksen mukaan, mutta on todennäköistä, että konetta kehitetään edelleen käyttöönoton jälkeen.

5 SUUNNITTELUN TEORIA

Tuotesuunnittelulla tarkoitetaan teknistä, markkinateknistä, taloudellista, inhimillistä ja ympäristötekijöitä huomioon ottavaa toimintaa, joka määrittelee tavoitteet uuden tai paremman tuotteen kehittämiseksi. Se käsittää koko prosessin abstraktisesta ideasta konkreettiseksi tuotteeksi sisältäen myös tuotantoon ja markkinointiin liittyvät ongelmat ja niiden ratkaisun. (Huhtala & Makkonen & Ojanen & Rusanen 1987, 7)

Uuden komposiittielementtipuristimen suunnittelussa ei tarvitse ottaa huomioon esimerkiksi markkinointia, sillä puristimen on tarkoitus toimia vain yrityksen tuotantovälineenä. Mutta koska kaikkia suunnittelun osa-aloja ei tarvita tässä suunnittelutyössä, on suunnittelun käsite turhan laaja. Kyseessä onkin enemmän konstruoinnista kuin suunnittelusta.

Tuotesuunnittelu siis käsittää tuoteohjelman suunnittelun, sitä seuraavan konstruktio-toiminnan ja tuotteen tuotantoteknisen suunnittelun. Konstruktitekniikka on tuotesuunnittelua suppeampi käsite. Siihen sisältyy tuotteen konstruointi tuote-ehdotuksen vaatimusten mukaan toimivaksi tuotteeksi (koneeksi). (Huhtala ym. 1987, 7)

Se, onko suunniteltava puristin todella uusi, vai itse asiassa tuotekehittettävä versio käytössä olevasta puristimesta, on tulkintakysymys. Tämä riippuu valituista ratkaisuista ja niiden samankaltaisuudesta vanhaan malliin.

Tuotesuunnittelulle ja konstruoinnille on ominaista se, että kelpuutettavia toteutusratkaisuja on olemassa rajaamaton määrä. Muuttujien ja mahdollisuuksien määrästä johtuen on mahdotonta löytää absoluuttista optimiratkaisua. Toisaalta optimiratkaisun lähelle voidaan päästä, mikäli ensin valitaan, mitä seikkoja tuotteessa halutaan optimoida. Tuotteelta voidaan toivoa esimerkiksi mahdollisimman edullista valmistuskustannusta, keveyttä tai maksimaalista tehoa.

Tuotesuunnittelutilannetta voidaan siis pitää hyvin yleisessä muodossa esitettynä yhtälöryhmänä. Käytettävissä olevat osaratkaisujen vaihtoehdot ovat muuttujia ja tarvetta määriteltäessä esitetyt vaatimukset vaikuttavat näihin muuttujiin. Ne ovat siis kokonaisratkaisulle asetettuja rajoituksia ja osaratkaisuvaihtoehdot ovat vapausasteita. (Huhtala ym. 1987, 8)

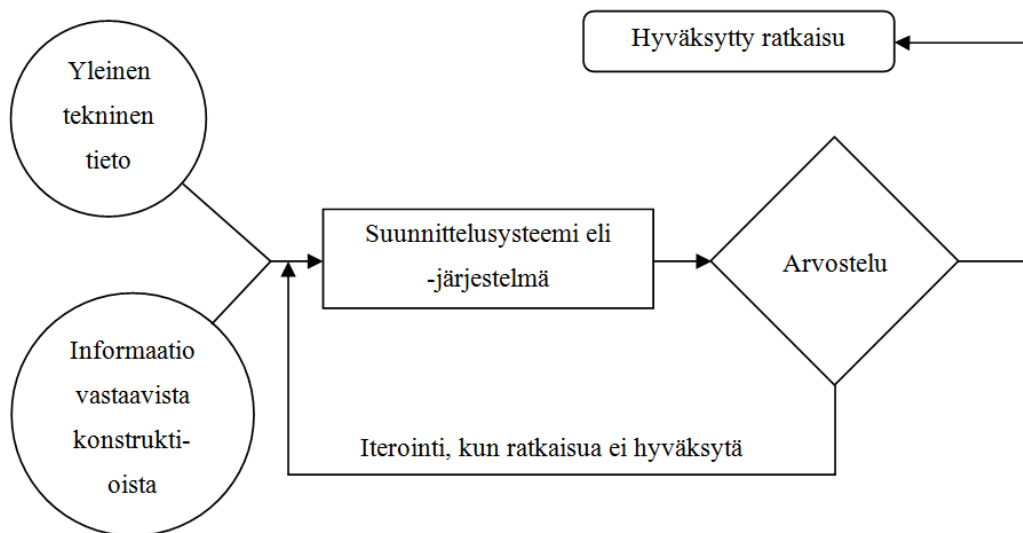
Suunnittelijan on tuotteelle (koneelle) asetettujen tarpeiden ja toivomusten perusteella osattava valittava, millainen kompromissitoteutus palvelee koneen käyttäjiä ja omistajia parhaiten.

5.1 Suunnitteluprosessi

Tuotesuunnitteluprosessi on esitetty kuvassa 13. Suunnitteluprosessi lähtee liikkeelle suunnittelijasta. Suunnittelijalla on jonkin asteinen yleinen tekninen tietotaso. Suunnittelijalla on myös jonkin tasoinen tieto ja kokemus vastaavista konstruktioista, kuin mitä hän on tietyllä hetkellä suunnittelemassa.

Suunnittelusysteemi tuottaa ratkaisuvaihtoehtoja, joiden soveltuvuutta arvioidaan. Hyvyys on luonnollisesta suhteellista, joten sen arvioimiseksi on oltava olemassa arviointikriteerit, kuten esimerkiksi vertaaminen koneelle asetettuihin vaatimuksiin tai muihin tuotettuihin ratkaisuihin.

Jos ehdotettua ratkaisua ei hyväksytä, iteroidaan suunnittelu, kunnes ratkaisu läpäisee arvostelukriteerit. Tällöin saavutetaan hyväksytty ratkaisu.



Kuva 13 Tuotesuunnitteluprosessi vaihetasolla (Huhtala ym. 1987, 9)

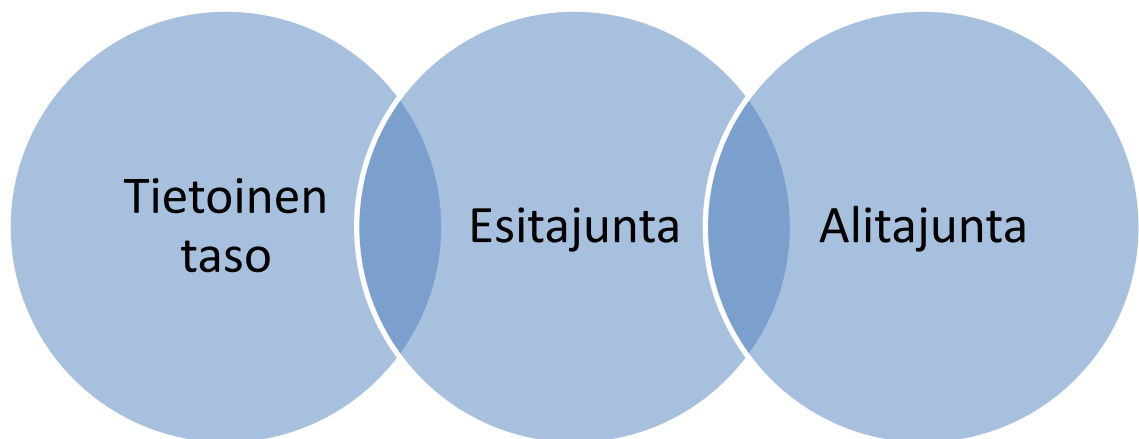
5.2 Luova työskentely

Luovaan prosessiin sisältyvät usein seuraavat vaiheet:

- valmisteluvaihe, jossa havaitaan ongelman olemassaolo ja kerätään ongelmaa koskevia tietoja
- kehitysvaihe, jossa ongelmaa käsitellään tietoisesti ja alitajuisesti
- keksimisvaihe, jossa saadaan usein äkillisesti ratkaiseva ajatus
- toteutus. (Huhtala ym. 1987, 10)

Luovan ongelmanratkaisun ongelmana on se, ettei luovia idea voi pakottaa syntymään ja että sen vaiheistaminen on vaikeaa. Prosessin vaiheet kun eivät aina seuraa tiettyä mallia. Perusedellytys luovuudelle on sopiva ympäristö. Tarvitaan vastaanottavainen, ennakkoluuloton ja ei-kriittinen ilmapiiri.

Ajatustoimintaa tapahtuu kolmella eri tasolla (Huhtala ym. 1987, 10). Nämä ovat tietoinen taso, esitajunta (tai suodin, Tuomaala 1995, 4) ja alitajunta, kuten kuvassa 14.



Kuva 14 Ajatustoiminnan kolme tasoa

Voimme olettaa, että alitajunta on aivokapasiteettimme suurvarasto, vaikkei tajuntamme sinne esteettä ulotukaan. Siellä on myös käytännöllisesti katsoen rajaton muisti, jota ei voi selata (Tuomaala 1995, 10). Alitajuntainen toiminta edustaa ihmisen automaattista, tiedostamatonta toimintaa, johon emme voi puuttua. Siellä tapahtuu myös tiedostamaton oppiminen ja, mikä parasta suunnittelun kannalta, tiedostamaton ongelmanratkaisu.

Luovien ideoiden ja ratkaisujen pakottaminen ei onnistu siitä syystä, että ihmisellä (suunnittelijalla) ei ole pääsyä alitajunnan resursseihin. Tämä johtuu suotimesta, joka toimii tietoisuuden ja alitajunnan välillä. Suodin myös suodattaa liian ”villien” ideoiden siirtymisestä tietoisuuteen.

Kun tilanne niin edellyttää, alitajuinen muistimme on tilanteeseen kuuluvalla osalla täysin käytettävissämme tietoisessa tajunnassamme. Tämä ilmiö on luovan työn kannalta äärimmäisen mielenkiintoinen ja tärkeä ja sen toimivuus ja kyky sen ohjailuun lienee yksi tärkeimpiä luovuuden edellytyksiä.

5.3 Systemaattinen työskentely

Suunnittelutyön systematisointi on haastavaa, varsinkin mikäli suunnittelussa kohdatut haasteet ovat ennalta arvaamattomia tai ne vaativat uutta lähestymistapaa halutun tuotteen toiminnan toteuttamiseksi. Toisin sanoen ratkaisumallien löytäminen täysin uuden tuotteen kohdalla on enemmän luovaa työskentely systemaattisen sijaan.

Kun suunnitellaan samankaltaisia tuotteita, jotka eroavat toisistaan joidenkin parametrien puolesta, voidaan suunnitteluprosessi jakaa ja vaiheistaa siten, että sen vaiheet toistuvat samoina tuotteesta toiseen. Tällaisia tuotteita ovat esimerkiksi pneumaattiset ja hydrauliset sylinterit. Niillä on tietty määrä muuttujia, kuten männän- ja varrenhalkaisija, kiinnitykset, jne., mutta niiden pöörä rakenne pysyy samankaltaisena. Toisena esimerkkinä suunnittelun systematisoinnista käy komponenttitoimittajien tuotekatalogit, joissa on esitetty komponentin mitoitus tapa järjestämällä laskutoimenpiteet laskukaavoineen ja valintakaavoineen. Tällä tavalla toimittuna suunnittelu kykenee systemaattisuuteen.

Systemaattiset menetelmät ovat diskursiivisia, ts. niissä käydään lävitse tietty ajatusketju vaihe vaiheelta. Ketju pyritään saamaan mahdollisimman aukottomaksi tehtävän asetelusta työpiirustusten laatimiseen. Diskursiivisen ajattelun vastakohta on intuitio, jossa kokonaisuus tajutaan välittömästi. (Huhtala ym. 1987, 12)

6 LUONNOS JA KONEENELIMET

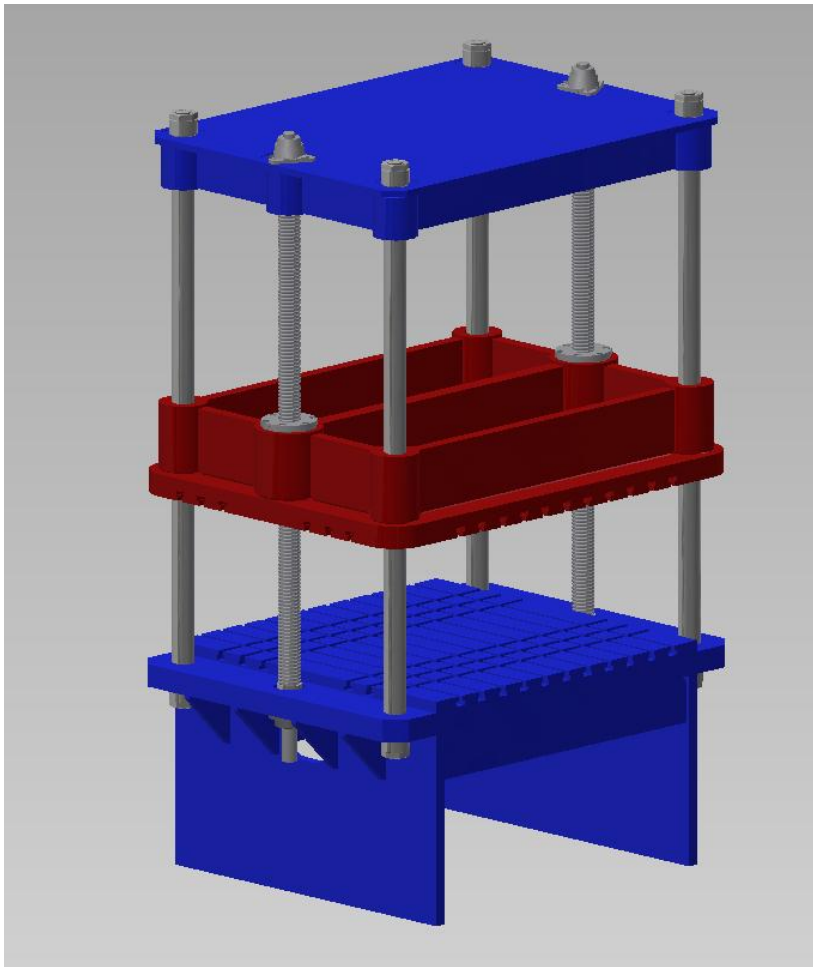
Ratkaisumallivaihtoehtojen arvioinnin jälkeen päädyttiin kehittämään sähkömoottorilla ja kuularuuveilla varustettua nelipilaripuristinta (ks. luku 4.2). Tärkein päätökseen vaikuttava tekijä oli rakenteen yksinkertaistuminen. Kehitettäväksi malliksi valittiin kuvan 9 koneen kaltainen rakenne, jossa liikkeen ja puristusvoiman suorittaa kaksi puristimen molemmille sivuille sijoitettua kuularuuvia puskinen liikkuessa pyöröjohteiden ohjaamana.

Kuvassa 15 näkyy luonnos puristimesta. Puristusalueen koko on 1,6 x 1,6 m, johteiden akseliväli on 1,8 m. Pyöröjohteet kiinnitetään puristimen runkoon ja kattorakenteeseen muttereilla. Kuularuuvi on aksiaalisesti lukittu runkoon ja tuettu vapaasti kattorakenteeseen. Näin ollen runko-osa ottaa vastaan kaiken kuularuuvien synnyttämän aksiaalivoiman pyrkien vetämään runkoa sivuilta ylöspäin puristushetkellä.

Kuularuuvit on kytketty toisiinsa hammashihnan välityksellä, jotta ne pyörisivät tahdistetusti. Ei-tahdistettu kuularuuvien pyöriminen johtaisi lopulta kriittiseen vaurioon puskinen pyrkien vääntymään kulmaan puristustasoon nähden.

Kuularuuvit käyttäytyvät puristimessa siten, että kun ne siirtävät puskinen koneen runkoa kohti, voidaan ajatella niiden ”kiristyvän”, jos verrataan niitä kiinnitysruuvien toimintaan. Puristustapahtuma aiheuttaa kuularuuveihin vetojännityksen. Tämä on tarkoituksenmukaista, sillä puristusjännitys puristustapahtumassa voisi johtaa kuularuuvien nurjahdukseen.

Eräässä variaatiossa mietittiin kuularuuvitoteutusta siten, että sähkömoottori pyörittäisi hihnan välityksellä kuularuuvien mutteria. Mutterit olisi laakeroitu puristimen kattorakenteeseen ja ruuvit olisi asennettu kiinteästi puskinen. Tällöin kuularuuvit olisivat työntäneet puskinen vetämisen sijaan. Tällä ratkaisulla on yksi mielenkiintoinen etu: kun kuularuuvien sijaan pyöritetään mutteria, jonka hitausmomentti on huomattavasti tämän pituusluokan ruuvia pienempi, saavutetaan nopeammat kiihtyvyydet koneelle. Ratkaisua ei kuitenkaan valittu toteutettavaksi, sillä puristuksen suorittaminen työntämällä tässä voimaluokassa aiheuttaisi nurjahdusvaaran kuularuuveille. Koneen vaatima korkeustila kasvaisi myös koneen iskun verran.



Kuva 15 Puristimen luonnos

6.1 Koneenelimet

Valitun ratkaisumallin tärkeimmät koneenelimet ja komponentit ovat kuularuuvit, hammashihna, hammashihnapyörät, vierintälaakerit, liukulaakerit, pyöröjohteet, akseli-kytkimet, kulmavaihte, sähkömoottori ja taajuusmuuttaja. Koneenelimien valinta perustuu niiden perusominaisuuksien vertailun lisäksi mitoitukseen, hintaan ja saatavuuteen.

6.1.1 Kuularuuvi

Pyörivä liike välitetään suoraviivaiseksi liikkeeksi yksinkertaisimmin ruuvi-mutterimekanismilla, liukeruuvilla. Tavallisesti ovat silloin ruuvi ja mutteri suorassa kierrekosketuksessa ja liike tapahtuu liukumalla, liukukitkan vallitessa. Kyseistä rakennetta sanotaan liukuruuviksi. (Nurmi 1985, 304)

Jos ruuvin ulkokierteen ja mutterin sisäkierteen väliin järjestetään kuulia tai rullia kulkemaan kierteiden urissa samalla erottaen kierteet toistensa kosketuksesta, saadaan vierintäperiaatteella toimiva liikeruuvi. Vierintäliikeruuvit ovat kuula- tai rullaruuveja. Näillä tarkoitetaan silloin yhdistelmää ruuvi, välissä olevat vierintäosat ja niihin mahdollisesti kuuluvat radat ja ohjaimet sekä mutteri (kuva 16). (Nurmi 1985, 304)

Vierintäruuvien etuina ovat:

- pieni kitka
- pieni kuluminen
- pitkä elinikä
- hyvä hyötysuhde
- pieni tehon tarve
- hyvä tarkkuus
- vähäinen lämpeneminen
- melko suurien pyörimisnopeuksien käyttö mahdollista
- tihkomisilmiötä ei esiinny. (Nurmi 1985, 304)



Kuva 16 Kuularuuvi ja mutterin poikkileikkaus (Herkules Equipment Corporation. Hakupäivä 12.3.2013)

Kuularuuvien käyttöä puristimessa puoltaa sen suuri aksiaalivoimankantokyky, hyvä hyötysuhde sekä riittävä lineaariliikenopeus pienemmilläkin kierrosnopeuksilla. Heikkouksiin voidaan laskea niiden korkea hinta ja asennustarkkuusvaatimukset.

Kuularuuvien mitoituksen vaiheet ovat seuraavat:

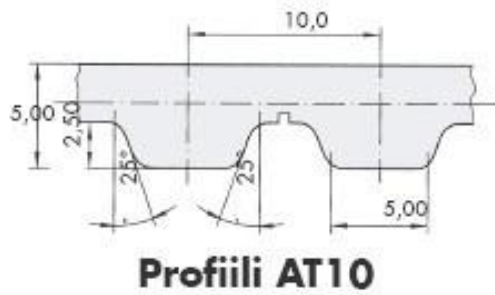
- Valitaan ruuvi, tyyppi ja koko, jolloin vaikuttavan aksiaalivoiman ja pyörimisnopeuden perusteella ottaen huomioon ruuvien dynaaminen kantavuusluku määrätään käyttöikä, tai valitun käyttöiän perusteella määrätään laskennallinen dynaaminen kantavuusluku ja sen avulla ruuvikoko.
- Määrätään rakenteen jäykkyys aksiaalisuunnassa ja verrataan sitä kuularuuvien sallittuun jäykkyyssarvoon.
- Lasketaan kuularuuvien kriittinen pyörimisnopeus ja todetaan, että se on riittävän korkea verrattuna käyttöpyörimisnopeuteen.
- Tarkistetaan ruuvi nurjahduksen suhteen. (Nurmi 1985, 304)

6.1.2 Hammashihna

Kun latta- ja kiilahihnat ovat voimasulkeisia siirtolaitteita, niin hammashihnat kuuluvat muotosulkeisten voimansiirtolaitteiden ryhmään, koska niillä sisäpuolinen, joskus sekä sisä- että ulkopuolinen, hammas pakottaa hihnan liikkumaan tietyllä nopeudella ja tietyssä tahdissa. (Blom ym. 2006, 243)

Latta- ja kiilahihnoin verrattuna hammashihnat ja niiden hihnapyörät ovat selvästi kalliimpia, ja niitä tulisi käyttää vain silloin, kun tahdistus on todella tarpeen. Toisaalta niitä ei tarvitse kiristää sellaisilla voimilla kuin kiilahihnoja ja erikoistapauksissa kiristämisen säädössä tarvittavat laitteet voidaan jättää kokonaan pois. Ketjuihin nähden hammashihnat ovat hiljaisia, eikä niitä myöskään tarvitse voidella. (Blom ym. 2006, 243)

Hammashihnojen hampaiden väli, eli hammasjako, on kooltaan 3–20 mm. Tuumamitat ovat myös käytössä. Kuvassa 17 on esitetty AT10-hammashihnaprofiili, jonka hammasjako on 10 mm.

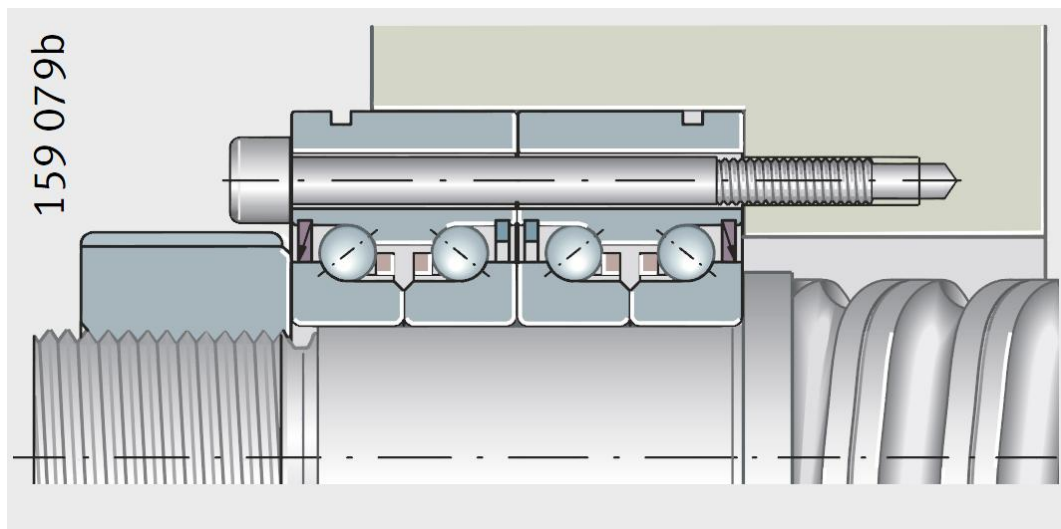


Kuva 17 Hammashihnaprofiili AT10 (Etra. Hakupäivä 12.3.2013)

6.1.3 Vierintälaakerit

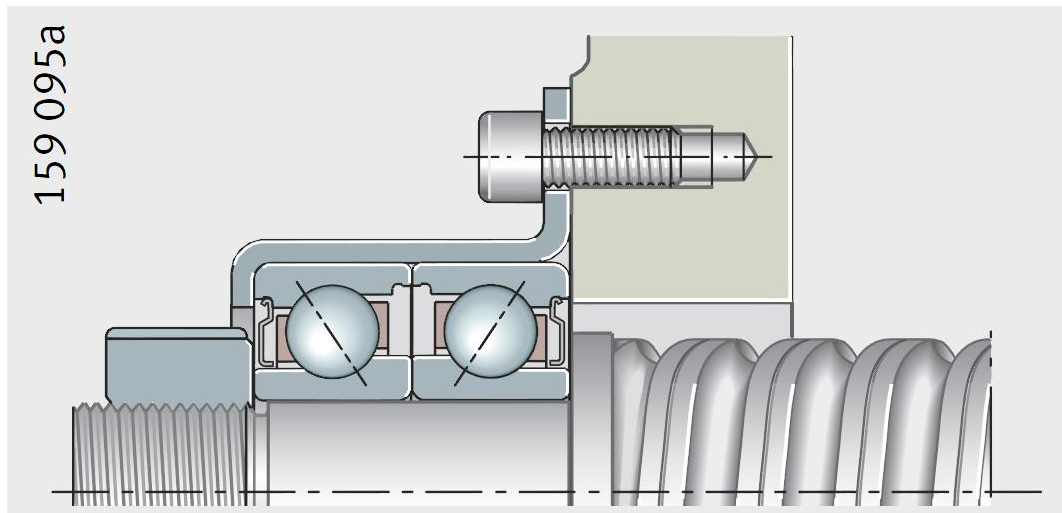
Puristimen kuularuuvien kannalta mielenkiintoisimpia vierintälaakerituotteita ovat niille varta vasten suunnitellut ratkaisut, laakeriyksiköt. Monesti niissä yhdistetään aksiaali- ja radiaalilaakereita, tiivistimiä sekä voitelumahdollisuus. Seuraavassa esitetään esimerkkejä ko. sovelluksista.

Kuvan 18 laakeroinnissa on käytetty kahta tiivistettyä aksiaaliviistokuulalaakeria. Laakerit asennetaan kuularuuviin mutterin avulla. Runkoonkiinnitys suoritetaan ruuveilla laipan läpi. Yksikkö kykenee ottamaan vastaan aksiaalivoimia molemmista suunnista.



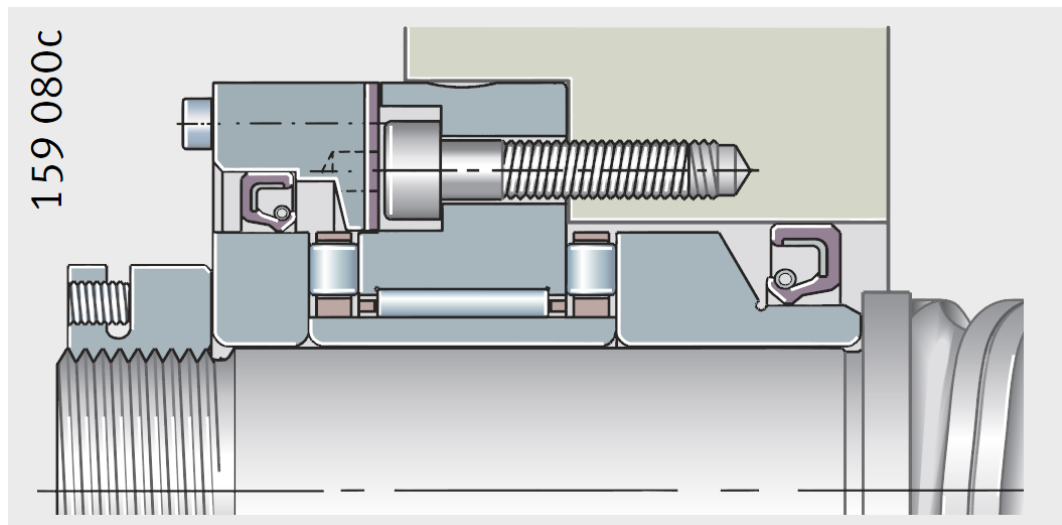
Kuva 18 Kuularuuvin laakerointi (Schaeffler KG 2009, 4)

Kuvan 19 laakeroinnissa on samankaltainen rakenne. Laakereina on käytetty kahta vastakkain asetettua yksirivistä viistokuulalaakeria.



Kuva 19 Kuularuuvin laakerointi (Schaeffler KG 2009, 4)

Kuvan 20 ratkaisussa aksiaalivoimat otetaan vastaan molemmista suunnista aksiaalirullalaakereiden avulla. Radiaalivoimat ottaa vastaan neulalaakeri, joka sijaitsee laipan ja kuularuuvin ympärillä olevan holkin välissä. Lisäksi ratkaisuun on järjestetty säteistivistys laakereiden molemmin puolin.



Kuva 20 Kuularuuvin laakerointiratkaisu tiivisteineen (Schaeffler KG 2009, 4)

Kattorakenteen laakerointiin on hahmoteltu laakeriyksikköä, joka sisältää pallomaisen rullalaakerin. Perusteluna tälle on sen kyky sietää akselin kulmavirheitä, joka helpottaa kattorakenteen valmistusvaatimuksia hieman.

6.1.4 Liukulaakerit

Puristimen puskin liikkuu pyöröjohteiden ohjaamana. Puskimen ja johteiden välissä on suunniteltu käytettävän liukulaakereita. Liukulaakerit voidaan jaotella toimintansa perusteella seuraavasti:

1. Voitelemattomat laakerit

- materiaalina on tällöin yleensä joku muovilaatu, kuten polyamidi (PA)(Nailon), polytetrafluoroeteeni (PTFE)(Teflon) tai grafiitti.

2. Hydrodynaamiset laakerit

- kuormakantava paine syntyy voiteluainekalvoon liikkeen vaikutuksesta.

3. Hydrostaattiset laakerit

- liukupinnat pidetään erillään voiteluainekalvolla, joka syötetään ulkoisen paineen avulla laakeriin.

4. Itsevoitelevat laakerit

- voiteluaineella (öljyllä) kyllästettyjä huokoisia metallilaakereita. (Salonen 2010, 460)

Voitelemattomien laakerien etuna on, että ne eivät kaipaa huoltoa, ovat yleensä halpoja sekä keveytensä ja yksinkertaisen rakenteensa ansiosta soveltuvat hyvin tiettyihin laakerointikonstruktioihin. Niiden käyttöä rajoittavat kuitenkin pieni kuormankantokyky ja soveltumattomuus suurille liukunopeuksille. (Salonen 2010, 460)

Itsevoitelevat laakerit ovat huokoisia metallilaakereita (sintrattuja pronssi-, rauta-, tai alumiinilaakereita). Huokosia on normaalisti 15–30 % koko tilavuudesta. Ne täytetään öljyllä, grafiitilla, molybdeenisulfidilla tai muoveilla.

6.1.5 Akselikytkimet

Kytкимиä käytetään tehonsiirtoon, kun halutaan yhdistää päittäin toisiinsa kaksi pyörivää akselia. Kytкимиä on olemassa monia eri rakenteita. Ne voidaan jakaa akselinliitoksiin ja akselinkytkimiin. Edellisten kytkentä on suoritettava akselin ollessa liikkumatta, mutta jälkimmäisten kytkentä voidaan tehdä toisen akselin pyöriessä. (Kivioja 2010, 343).

Joustaviin akselinliitoksiin luetaan sellaiset kytkimet, joissa on jousto-osa pääasiassa vääntöjouston lisäämiseksi ja tehonsiirron mahdollistamiseksi keskenään pienen kulman muodostavien akselien välillä. (Kivioja 2010, 343)

Akselinliitosten käytön tärkeimmät syyt ovat:

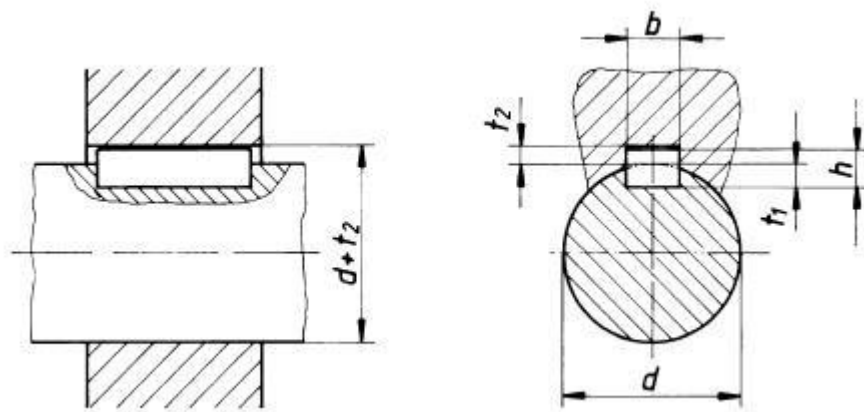
- Yhdistettävät akselit kuuluvat eri koneisiin, jotka valmistetaan erikseen. Toisinaan valmistuksen, kuljetuksen tai asennuksen vuoksi pitkä akseli jaetaan osiin, jotka yhdistetään akselinliitoksella.
- Liikkuvaa tai joustavaa kytkintä tarvitaan akseleissa, joita ei voida asentaa riittävän tarkasti tai jotka käytön aikana liikkuvat jonkin verran toisiinsa nähden.
- Kahden akselin yhdistäminen siten, että ne voivat toimia kulmassa toisiinsa nähden.
- Joustavalla kytkimellä voidaan muuttaa järjestelmän vääntöominaistajuus ja vaimentaa vääntövärähtelyjä. (Kivioja 2010, 343)

Puristimen vaatimuksien, kuten asennettavuuden, huollon ja asennustarkkuuksien kannalta on edullista käyttää joustavia akselinliitoksia, jotka sallivat akselien väliset kulma-, radiaali-, ja aksiaalipoikkeamat. Samalla voidaan vaimentaa järjestelmän vääntövärähtelyjä. Liikkuvien vääntöjäykkien akselinliitoksien ryhmään kuuluva sakarakytin vaikuttaa kiinnostavalta vaihtoehdolta.

Sakarakytkin on kytkin, jossa joustoelin on puristuksen rasittama. Kytkinpuoliskojen sakaroiden välissä olevat ympyräkaaren muotoiset jousto-osat on yhdistetty toisiinsa renkaaksi. Joustokäyrä on progressiivinen. Vastaavanlaisia rakenteita on useita, mm. Rotex, josta on saatavissa myös pieniä servokäyttöön soveltuvia malleja. Joustoelimiä valmistetaan tavallisesti kovuudeltaan erilaisista materiaaleista, joten vääntöjäykkyyttä voidaan muuttaa. Joustava sakarakytkin voidaan tehdä myös irrotuskytkimeksi. N-Eupex-kytkimessä jousto-osat on kiinnitetty toiseen kytkinpuoliskoon, ja toisen kytkinpuoliskon U-muotoiset sakarat tulevat niiden väliin. Jousto-osat ovat puristuksen rasittamia ja kytkimen joustokäyrä on progressiivinen. (Kivioja 2010, 368)

6.1.6 Akselin ja navan liitokset

Puristimen kulmavaihteessa, hammashihnapyörissä ja kytkimissä käytetään DIN 6885/1 mukaisia tasakiiloja. Tasakiila toimii vääntömomentin välittäjänä akselin ja navan välillä (kuva 21). Tämä tapahtuu kiilan sivupintojen välityksellä pintapaineen eikä kitkan avulla (Martikka 1985, 301).



Kuva 21 Tasakiilaliitos (MEADinfo 2012, hakupäivä 17.4.2013)

Vääntömomentin siirtokyvyn navan ja akselin pintapaineen mukaan voidaan kirjoittaa lausekkeet kuvan 21 mukaisin merkinnöin

$$M_{vn} = p_n \cdot l \cdot t_2 \cdot \frac{1}{2} \cdot (d + t_2) \quad (1)$$

missä M_{vn} on vääntömomentin siirtokyky navalla, p_n on navan pintapaine ja l on kiilan pituus.

$$M_{va} = p_a \cdot l \cdot t_1 \cdot \frac{1}{2} \cdot (d - t_1) \quad (2)$$

missä M_{va} on vääntömomentin siirtokyky akselilla ja p_a on akselin pintapaine. (Martikka 1985, 302)

7 SUUNNITTELU

7.1 Kuularuuvien mitoitus

Lasketaan kuularuuvien kestävä staattinen maksimikuorma:

$$C_{0a} = \frac{1}{2} S_0 \cdot F_p \cdot g \quad (3)$$

missä C_{0a} on staattinen maksimikuorma, S_0 varmuuskerroin, F_p on puristimen voima, g on maan vetovoiman aiheuttama kiihtyvyys

$$C_{0a} = \frac{1}{2} \cdot 1.5 \cdot 100000 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 736 \text{ kN}$$

Tuloksen mukaisen kokoluokan yleinen kuularuuvien nousu on 16 mm. Valitaan tämä alustavaksi nousuksi.

Käytössä olevan puristimen pikaliikkeen keskimääräinen nopeus mitattiin rullamitan ja sekuntikellon avulla. Pikaliikkeen keskimääräiseksi nopeudeksi saadaan:

$$v_1 = \frac{s_{\text{mittaus}}}{t_{\text{mittaus}}} \quad (4)$$

missä v_1 on pikaliikkeen nopeus, s_{mittaus} on mitattu liikematka, t_{mittaus} on mitattu liikeaika

$$v_1 = \frac{1000 \text{ mm}}{8 \text{ s}} = 7500 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Lasketaan tarvittava kierrosnopeus kuularuuville pikaliikkeellä:

$$n_{\text{tarv}} = \frac{v_1}{l} \quad (5)$$

missä n_{tarv} on tarvittava pikaliikkeen kierrosnopeus, l on kuularuuvien nousu

$$n_{\text{tarv}} = \frac{7500 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{16\text{mm}} = 469 \frac{1}{\text{min}}$$

Lasketaan tarvittava välityssuhde, jos oletetaan sähkömoottorin maksimikierrosluvun olevan 3400 1/min:

$$i = \frac{n_{\text{moott}}}{n_{\text{tarv}}} \quad (6)$$

missä n_{moott} on moottorin maksimikierrosnopeus,

i on vaihteen välityssuhde

$$i = \frac{3400 \cdot \frac{1}{\text{min}}}{469 \cdot \frac{1}{\text{min}}} = 7.2$$

Käytössä olevan puristimen käyttöä tutkittiin seuraamalla sen tekemiä työvaiheita samalla seuraten niihin käytettyä aikaa ja puristusvoimaa. Näistä saatuja tietoja täydennettiin henkilökunnan arvioilla. Tuloksista saatiin eräänlainen ”kuormitusprofiili”, jota käytetään hyväksi kuularuuvien ja laakereiden valinnassa, joka perustuu niiltä vaadittuun elinikään. Puristimen käyttöä seurattaessa päädyttiin seuraavaan arvioon kuormitusten ja liikkeiden osuuksista kokonaisuudesta. Arvio on esitetty taulukossa 2.

Puristimen on ajateltu käytettävän siten, että puskin siirretään pikaliikkeellä työkalun lähellä. Rajakytkimen avulla hidastetaan automaattisesti nopeus siten, että puristusliike toteutetaan rauhallisemmin. Tällä tavoin vältetään törmäykset työkaluihin sekä pienennetään mahdollisuutta vahingossa ylikuormittaa työkaluja.

Taulukko 2 Puristimen kuormitusprofiili

symboli	selite	osuus kaikista työliikkeistä	suunniteltu työnopeus
n_1, v_1, t_1	pikaliikkeet	75 %	7500mm/min
n_2, v_2, t_2	puristus 20tn	20 %	1500mm/min
n_3, v_3, t_3	puristus 100tn	5 %	300mm/min

Kierrosnopeudet työliikkeille v_2 ja v_3 ovat siis 94 1/min sekä 19 1/min. Keskimääräinen kierrosnopeus saadaan kaavasta:

$$n_{av} = n_1 \cdot \frac{t_1}{100} + n_2 \cdot \frac{t_2}{100} + n_3 \cdot \frac{t_3}{100} \quad (7)$$

missä n_{av} on keskimääräinen kierrosnopeus, t_{1-3} eri liikkeiden osuudet ja n_{1-3} eri liikkeiden kierrosnopeudet

$$n_{av} = 472 \cdot \frac{1}{\text{min}} \cdot \frac{75}{100} + 94 \cdot \frac{1}{\text{min}} \cdot \frac{20}{100} + 19 \cdot \frac{1}{\text{min}} \cdot \frac{5}{100} = 374 \frac{1}{\text{min}}$$

Määritetään kolmen kuormitustapauksen voimat:

$$F_{b1} = \frac{m_{pus} \cdot g}{2 \cdot 2} = 10 \cdot \text{kN} \quad (8)$$

$$F_{b2} = \frac{20 \text{tn} \cdot g}{2} = 98 \cdot \text{kN} \quad (9)$$

$$F_{b3} = \frac{100 \text{tn} \cdot g}{2} = 490 \cdot \text{kN} \quad (10)$$

missä F_{b1-3} ovat kuormitukset pikaliikkeellä, 20 tn ja 100 tn puristuksella (F_{b1} jaettu lisäksi kahdella, sillä alasmenoliike on ajateltu olevan liki kuormaton.), m_{pus} on arvioitu puskimen massa 4000 kg

Lasketaan edellisten avulla keskimääräinen kuularuuvien aksiaalikuorma:

$$F_{bm} = \sqrt[p]{F_{b1}^p \cdot \frac{n_1}{n_{av}} \cdot \frac{t_1}{100} + F_{b2}^p \cdot \frac{n_2}{n_{av}} \cdot \frac{t_2}{100} + F_{b3}^p \cdot \frac{n_3}{n_{av}} \cdot \frac{t_3}{100}} \quad (11)$$

missä eksponentti p saa kuulalaakereiden yhteydessä arvon 3, rulla- ja neulalaakereiden yhteydessä arvon 10/3 (Aho 1985, 151), F_{bm} on kuularuuvien keskimääräinen kuormitus

$$F_{bm} = \sqrt[3]{F_{b1}^3 \cdot \frac{n_1}{n_{av}} \cdot \frac{t_1}{100} + F_{b2}^3 \cdot \frac{n_2}{n_{av}} \cdot \frac{t_2}{100} + F_{b3}^3 \cdot \frac{n_3}{n_{av}} \cdot \frac{t_3}{100}} = 70 \cdot \text{kN}$$

Valitaan nimelliseksi kestoiksi kuularuuveille ja laakereille 2000 tuntia. Tuntimäärä riittää 10 vuodeksi, kun puristin liikkuu päivässä 40 minuuttia 300 päivänä vuodessa. 40 minuuttia puristimen liikettä vastaa arvion mukaan noin kahta 8 tunnin työvuoroa.

Vierintälaakerin väsymiskestävyyden tarkka ennustaminen ei ole mahdollista, vaikka käyttöolot tunnettaisiin tarkasti, koska vierintäväsymisluku vaihtelee laakereissa huomattavan paljon. Lisäksi voiteluöljyssä olevilla epäpuhtauksilla on huomattava vaikutus laakerin väsymiskestävyyteen. Ennusteet pätevät vain tilastollisesti silloin, kun laakereita on käytössä riittävän paljon. Sen vuoksi käytetään käsitettä nimellinen kestoikä L_{10} . L_{10} on väsymisikä lausuttuna miljoonina kierroksina, jonka 90 % suuresta joukosta otettuja ilmeisesti samanlaisia laakereita kestää. Täten 10 % samoista laakereista voi jo aikaisemmin kulua pilalle. (Aho 1985, 151)

Muunnetaan nimellisen kestoian tuntimäärä miljooniksi kierroksiksi:

$$L_{10} = \frac{L_h \cdot n_{av}}{1 \cdot 10^6} \quad (12)$$

missä L_{10} on nimellinen kestoikä (miljoonaa kierrosta) ja L_h on nimellinen kestoikä tunneissa

$$L_{10} = \frac{(2000 \cdot 60) \text{min} \cdot 374 \cdot \frac{1}{\text{min}}}{1 \cdot 10^6} = 45$$

Nimellinen kestoikä L_{10} saadaan kaavalla:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^p \quad (13)$$

missä eksponentti p on kuten kaavassa 11, C on kuularuuvilta vaadittava dynaaminen kantavuusluku ja F on kuorma. Ratkaistaan kaavasta dynaaminen kantavuusluku C :

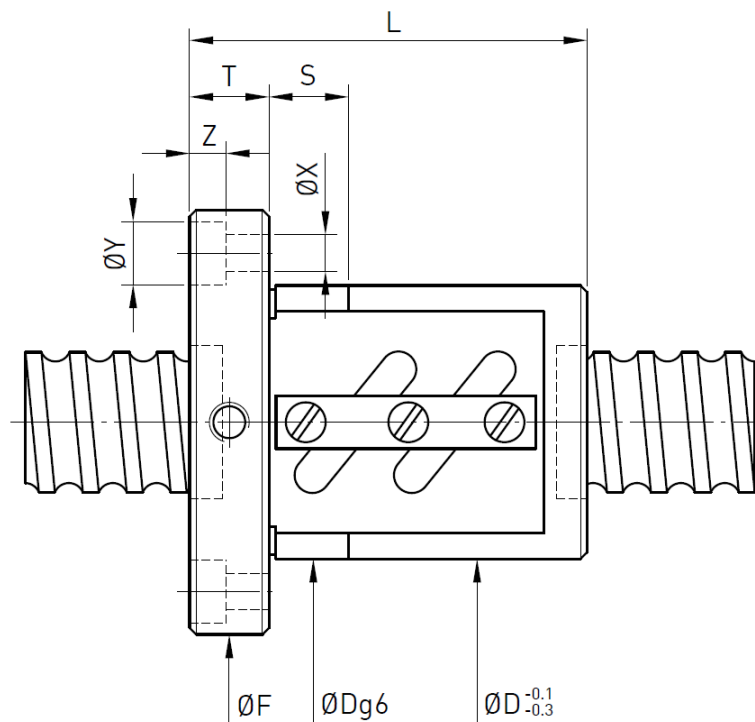
$$C = F \cdot L_{10}^{\frac{1}{p}} \quad (14)$$

$$C = 70 \text{kN} \cdot 45^{\frac{1}{3}} = 249 \text{kN}$$

Kuularuuvi valitaan siten, että valitun kuularuuvin dynaaminen ja staattinen kantavuus on vähintään saatujen tulosten suuruinen. Valitaan kuularuuviksi HIWIN FSW 100-16B3. Kuularuuvin tiedot on esitetty taulukossa 3. Taulukosta nähdään että edellä mainitut ehdot kuularuuvin kantavuuksista täyttyvät. Kuvasta 22 selviää mutterin rakenne.

Taulukko 3 Valitun kuularuuvin ominaisuudet (HIWIN 2010, 44)

malli	nim. halkaisi- ja/nousu	kuulan halk.	dyn. kantavuus	staatt. kant.
100-16B3	100 mm/16 mm	9,525 mm	252 kN	1095 kN



Kuva 22 Mittakuva kuularuuvin mutterista (HIWIN 2010, 44)

Lasketaan kuularuuvin kriittinen pyörimisnopeus valmistajan (HIWIN) antamalla laskukaavalla (kaava 16). Tarkistukseksi käytetään myös toisen valmistajan (SKF) antamaa kaavaa (kaava 17). Lasketaan myös kuularuuvin kierreosan minimihalkaisija:

$$d_r = D_m - 2 \cdot \left(\frac{d_{kuula}}{2} \right) = 90.475 \cdot \text{mm} \quad (15)$$

missä d_r on kuularuuvin kierreosan minimihalkaisija, D_m on kuularuuvin nimellishalkaisija 100 mm ja d_{kuula} on kuularuuvin kuu-

lien halkaisija 9,525 mm

$$N_c = 2.71 \cdot 10^8 \cdot \frac{M_f \cdot d_r}{l_t^2} \quad (16)$$

missä N_c [rpm] on kuularuuvien kriittinen nopeus (HIWIN), kerroin M_f saa arvon 0,689 tuennan tapauksessa kiinteä-tuettu ja l_t on arvioitu kuularuuvien päiden laakerointiväli [mm]

$$N_c = 2.71 \cdot 10^8 \cdot \frac{0.689 \cdot 90.475}{2300^2} = 3193$$

$$n_c = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{f_1 \cdot d_r}{l_t^2} \quad (17)$$

missä n_c [rpm] on kuularuuvien kriittinen nopeus (SKF), kerroin f_1 saa arvon 3,8 tuennan tapauksessa kiinteä-tuettu ja l_t on arvioitu kuularuuvien päiden laakerointiväli [mm]

$$n_c = 490 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.8 \cdot 90.475}{2300^2} = 3185$$

Tuloksia vertaamalla nähdään niiden olevan arvoltaan toisiaan lähellä. Tällöin oletetaan niiden olevan myös luotettavia. Kun otetaan huomioon näiden tuloksien ja puristimen suunnitellun maksimikierto nopeuden välisen suuren eron, todetaan, että kriittinen nopeus on hyvin kaukana saavutettavasta nopeudesta.

Tarkastetaan kuularuuvi nurjahduksen varalta. Käytetään kuularuuvivalmistajien antamia kaavoja (HIWIN-kaava muokattu antamaan tulokset yksikössä kN):

$$F_c = \frac{40720 \cdot 9.80665}{1000} \cdot \frac{N_f \cdot d_r^4}{S_{nur} l_t^2} \quad (18)$$

missä F_c [kN] on sallittu puristusvoima (HIWIN), kerroin N_f saa tuennan tapauksessa kiinteä-tuettu arvon 0,5 ja S_{nur} on varmuuskerroin

$$F_c = \frac{40720 \cdot 9.80665}{1000} \cdot \frac{0.5 \cdot 90.475^4}{3 \cdot 2300^2} = 843$$

$$f_c = \frac{34000 \cdot f_3 \cdot d_r^4}{l_t^2 \cdot 1000} \quad (19)$$

missä f_c [kN] on sallittu puristusvoima (SKF) ja kerroin f_3 saa tuennan tapauksessa kiinteä-tuettu arvon 2. Kaava pitää sisällään varmuuskertoimen arvon 3.

$$f_c = \frac{34000 \cdot 2 \cdot 90.475^4}{2300^2 \cdot 1000} = 861$$

Molempien tuloksien mukaan sallittu puristusvoima on suurempi kuin kaavan 3 mukainen maksimivetokuorma.

7.2 Hammashihnan mitoitus

Arvioidaan kuularuuvien kitkakertoimeksi arvoalueen yläpäästä 0,01 (HIWIN 2010, 20). Lasketaan nousu- ja kitkakulma sekä puristuksen vaatima kuularuuvien vääntömomentti:

$$\alpha = \operatorname{atan}\left(\frac{1}{\pi D_m}\right) = 2.9 \cdot \text{deg} \quad (20)$$

missä α on ruuvien nousukulma, l on ruuvinnousu ja D_m on ruuvien nimellishalkaisija

$$\beta = \operatorname{atan}(\mu) = 0.6 \cdot \text{deg} \quad (21)$$

missä β on kierteen kuviteltu kitkakulma ja μ kierteen kitkakerroin

$$\eta_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \beta)} = 0.84 \quad (22)$$

missä η_1 on kuularuuvien hyötysuhde

$$T_a = \frac{\frac{F_{b\max}}{2} \cdot l}{2 \cdot \pi \cdot \eta_1} \quad (23)$$

missä T_a on yhteen ruuviin kohdistuva vääntömomentti, $F_{b\max}$ puristimen maksimipuristusvoima ja l on kierteen nousu

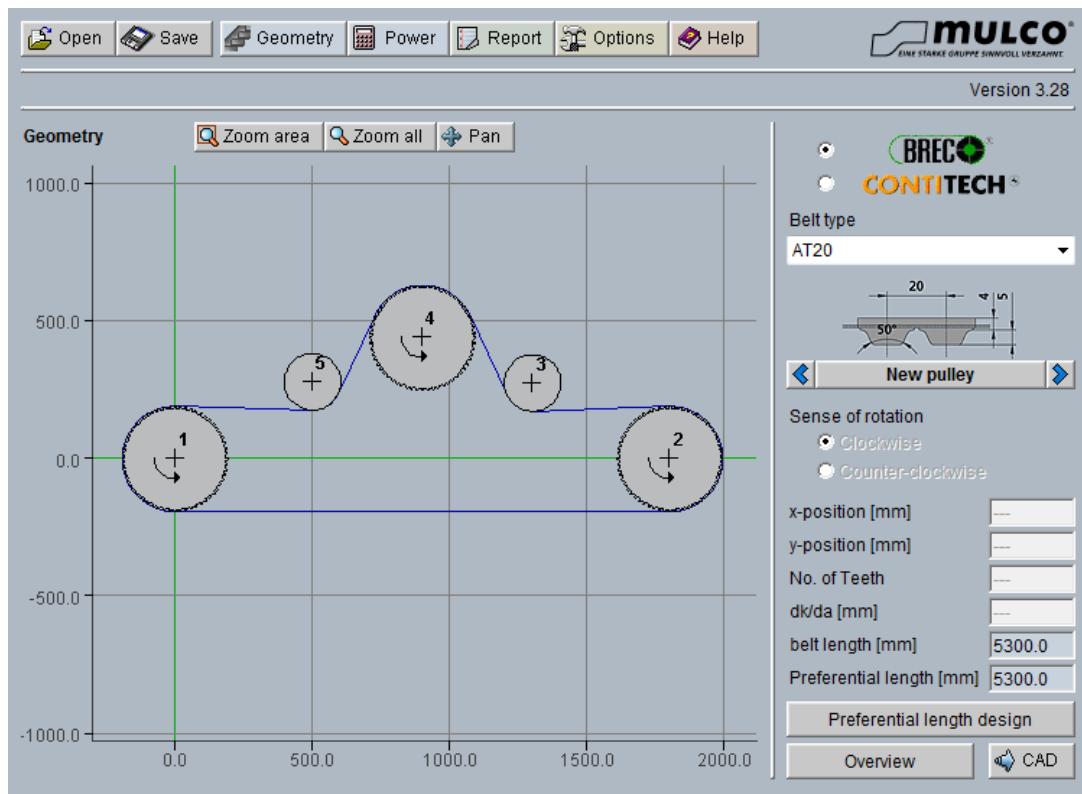
$$T_a = \frac{50000\text{kg} \cdot 9.81 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 16\text{mm}}{2\pi \cdot 0.84} = 1500\text{Nm}$$

Katsomalla kaavaa 23 huomataan kierteen nousun vaikutus tarvittavaan vääntömomenttiin. Jos oletetaan vääntömomentti vakioksi, kierteen nousua pienentämällä kasvatettaisiin ruuvilla muodostettavaa voimaa. Kompromissi tehdään kierrosnopeuden (sähkömoottorin kierrosnopeus, vaihteen välityssuhde) ja voiman välillä, sillä nousun pienentyessä kierrosnopeuden on kasvettava, jotta lineaariliikenopeus pysyisi vakiona.

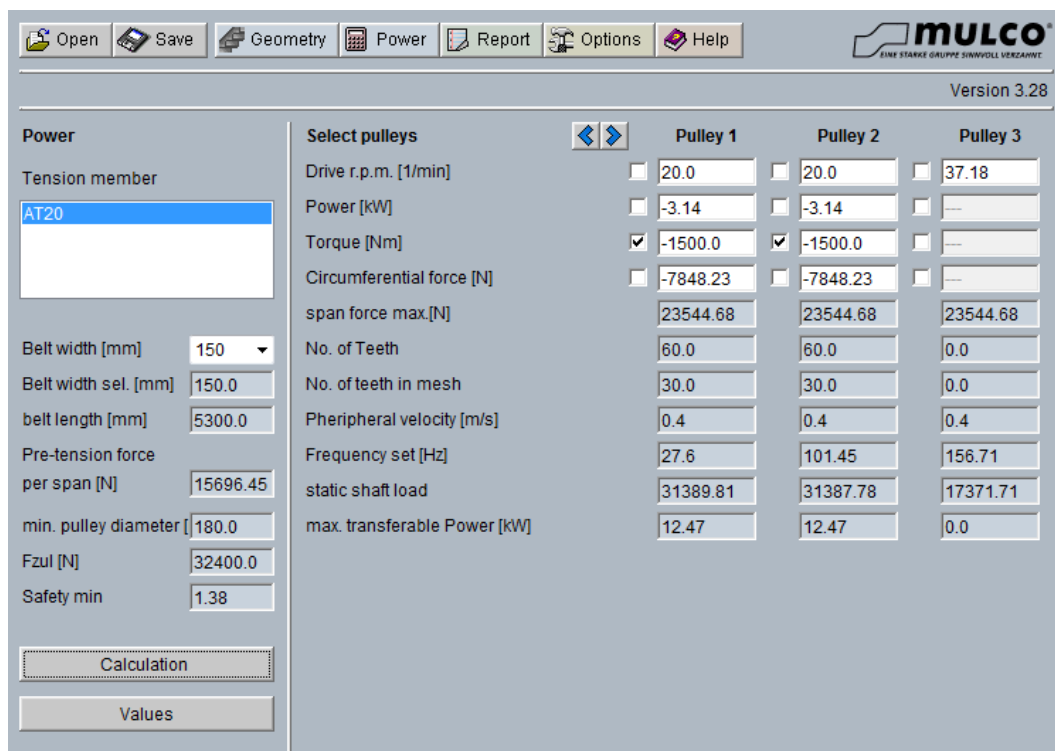
Voimansiirron toimintaperiaate on ajateltu siten, että puristimen rungon sisällä olevaan kulmavaihteeseen on kiinnitetty hammashihnapyörä. Hammashihna kytkee kuularuuvit toisiinsa sekä voimanlähteeseen. Hammashihnan on siis kyettävä välittämään kuularuuvien väännön summa.

Hammashihnan mitoitus suoritettiin hammashihnavalmistajan Java-pohjaisella ohjelmalla. Ohjelmassa valitaan haluttu hammashihnaprofiili ja syötetään hammashihnapyörien sijainnit ja hammaslukumäärät (kuva 23). Samalla tarkistuu hammashihnan pituus.

Ohjelmaa syötetään myös pyörimisnopeus, teho tai kehävoima tai näiden yhdistelmiä. Tuloksena saadaan pyöräkohtaisesti mm. kehävoima, teho, pyörimisnopeus, pyörää kuormittava voima ja esikivistysvoima (kuva 24). Ohjelmalla voidaan optimoida käytetty hammashihnan leveys tai se voidaan valita itse.



Kuva 23 Hammashihnageometria



Kuva 24 Hammashihnalaskennan tulokset

Hammashihnaprofiiliksi valittiin AT20, jonka hammasjako on 20 mm. Hihnanleveydeksi muodostui 150 mm. Hammashihnapyörien hammaslukumääräksi valittiin 60, jotta hammashihnaan kohdistuva voima saatiin sopivalle tasolle. Ohjelma toteaa varmuusluvuksi 1,38, jonka katsotaan riittävän.

Esikiristysvoima on ohjelman mukaan sama kuin vetävän pyörän kehävoima. Tarkastelussa huomattiin myös, että suurin hihnavoima (ei siis suurin sallittu), ”span force max”, on tasan 1,5 kertaa suurempi kuin esikiristysvoima.

Käyttökelpoisia tuloksia ovat myös pyörille kohdistuvat säteensuuntaiset voimat (kuvassa ”static shaft load”). Näiden avulla voidaan tarkastella esim. laakerikuormituksia.

7.3 Kuularuuvien laakerointi

Kuten luvussa 6 mainittiin, on kuularuuvien aksiaalivoimat suunniteltu otettavan vastaan rungon vierintälaakereilla. Käytetään laakerin staattisen kantokyvyn ehtona kuularuuvien kantokykyä (kaava 3). Valitaan laakeriksi kuvan 20 kaltainen malli. Lasketaan aksiaalirullalaakerilta vaadittu dynaaminen kantokyky. Kaavana käytetään kaavaa 14. Eksponentti p saa rullalaakerin tapauksessa arvon 10/3:

$$C_a = L_{10}^{\frac{1}{p}} \cdot F_a = 219 \cdot \text{kN}$$

Valitaan kuularuuvien laakeriksi runkoon Schaeffler ZARF75185-L-TV, jonka dynaaminen aksiaalikantavuusluku on 290 kN ja staattinen- 890 kN.

Kattorakenteen laakerityypiksi valitaan laakeriyksikkö, jossa vierintäelimenä toimii pallomainen rullalaakeri. Yksinkertainen tapa keskittää laakeriyksikkö akselilleen on koneistaa kattorakenteen pinnalle olake, jonka ympärille laakeriyksikön ohjauslieriö asettuu. Koska puristimen kokoonpanovaiheessa kuularuuvi tulee pujottaa kattorakenteen läpi, on tuon ohjauslieriön halkaisijan oltava isompi kuin kuularuuvien halkaisijalle varattu reikä. Tällä perustelulla valitaan laakeriksi SKF FYNT 55 L, jossa pallomainen rullalaakeri 22211. Yksikön ohjauslieriön halkaisija on 120 mm. Laakerin dynaaminen kantokyky on 125 kN ja staattinen kantokyky on 127 kN.

Tarkastetaan laakerin kestävyys. Arvioidaan kestettäväksi maksimisäteiskuormaksi 2 % puristimen maksimivoimasta. Tämän suurempaa voimaa ei oleteta muodostuvan, koska kuularuuvien toimivuus edellyttää jo minimaalista säteiskuormaa.

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot 0.02 \cdot 100000 \text{ kg} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 10 \text{ kN} \quad (24)$$

missä F_r on yhteen laakeriin kohdistuva säteiskuormitus

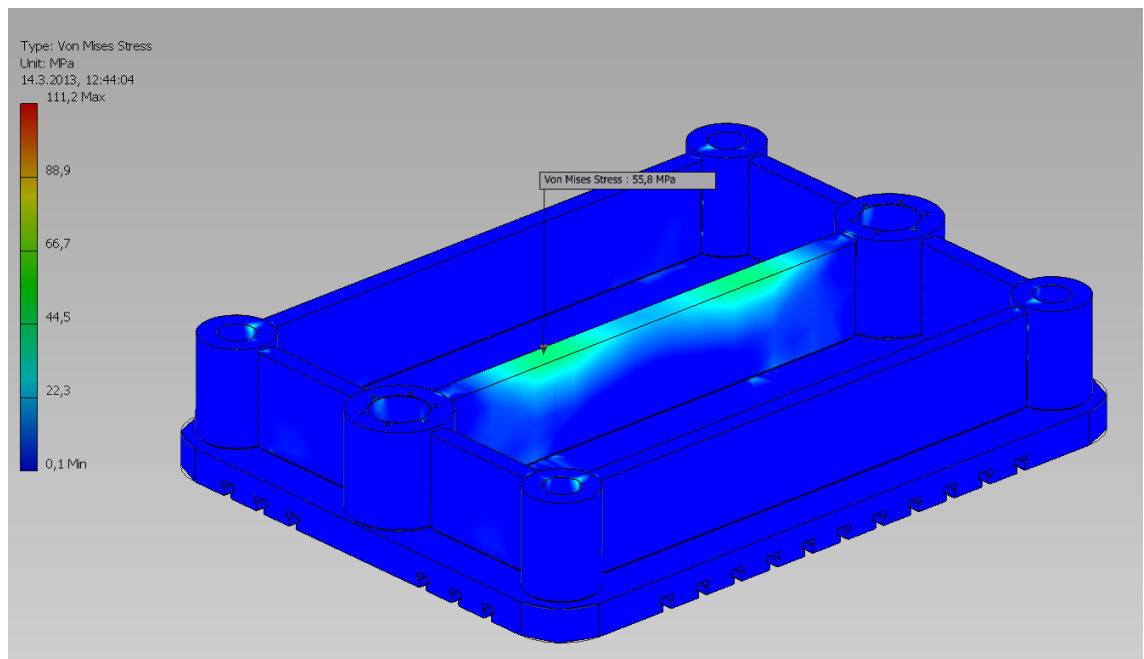
$$C = L_{10}^{\frac{1}{p}} \cdot F_r = 31 \cdot \text{kN}$$

missä C on laakerilta vaadittu dynaaminen kantokyky ja p saa arvon 10/3.

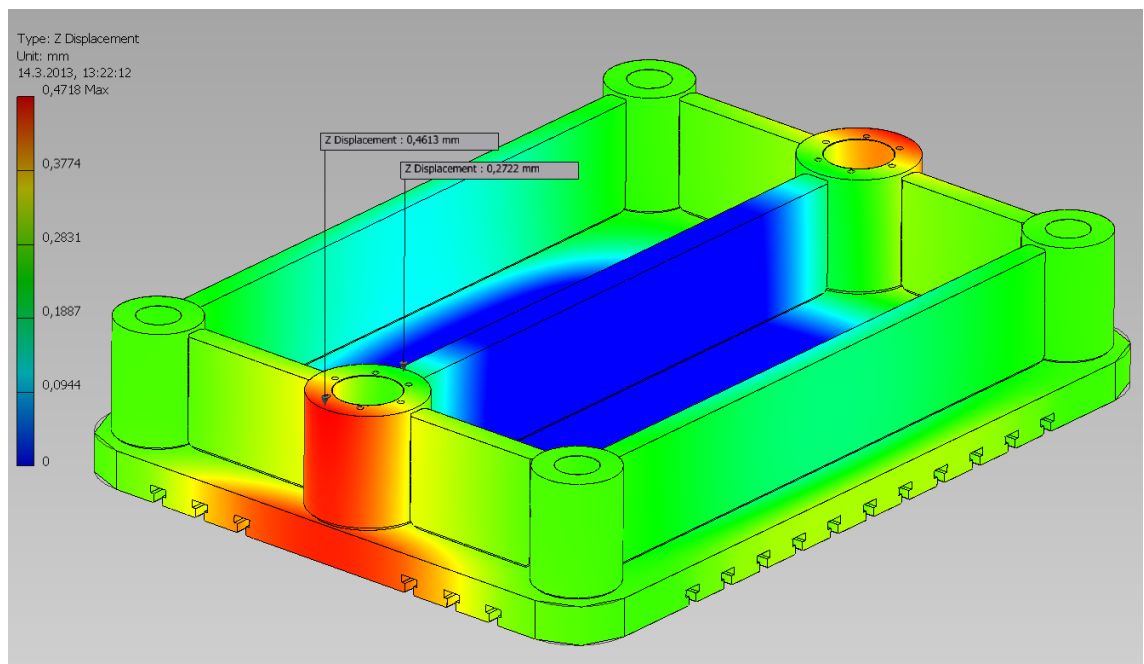
7.4 Puskimen mitoitus

Puskimen mitoitus suoritettiin käyttämällä Autodesk Inventor –ohjelmiston FEM-mallinnusta. Levyjen alkumitat valittiin alkuperäisen puristimen mittoja mukaillen. Mittoja iteroitiin mallin tulosten perusteella. Tärkeimpänä mitoitustekijänä pidettiin mallin ilmoittamia siirtymiä kuularuuvien kohdalla (kuva 26), vasta sitten tulivat vertailujännitysten arvot (kuva 25). Tämä siitä syystä, että kuularuuvi ja –mutteri kestää hyvin huonosti säteiskuormia sekä taivutusmomenttia. Tällaisten kuormien esiintyminen lyhentää kuularuuvien elinikää merkittävästi (HIWIN 2010, 9).

Kuormituksessa mallinnettiin epäedullista tilannetta, jossa puristettaisiin pienempää, noin 750 x 750 mm työkalua 100 tonnin voimalla. Pyöröjohteiden lieriöille sallittiin vain aksiaalisuunnan liike ja työkalun alue tuettiin kiinteästi. Suurimman vertailujännityksen arvon levyistä sai kuularuuvien kohdalla poikittain oleva levy, 56 MPa. Siirtymien arvot pysyivät pieninä, noin 0,5 mm maksimissaan.



Kuva 25 Puskimen vertailujännitykset



Kuva 26 Puskimen syvyys suunnan siirtymät

7.5 Johteiden mitoitus

Johteiden mitoituksen lähtökohtana pidettiin puskinen päiden aiheuttamaa taivutusmomenttia johteille. Tämä laskettiin olettamalla puskin päistään jäykästi tuetuksi palkiksi, johon vaikuttaa tasaisesti jakaantunut kuormitus. Tilanne on puskinen kannalta kuten kuvassa 27, mutta voimat vaikuttavat vastakkaisiin suuntiin, eli ”ylösalaisin”. Koska puskin on symmetrinen, on $A=B$ ja $M_A=M_B$.

Määritetään kuvan 27 mukaiset muuttujat ja vaikuttava tasainen kuormitus: (kaavat 33 ja 34 Ranta 1985, 104)

$$F = 100 \text{ tn} \cdot g = 980.7 \cdot \text{kN} \quad (25)$$

$$\text{siv}_1 = 1600 \text{ mm}$$

$$\text{siv}_2 = 1600 \text{ mm}$$

missä siv_{1-2} ovat puristusalueen sivujen pituudet

$$A = \text{siv}_1 \cdot \text{siv}_2 = 2.6 \cdot \text{m}^2 \quad (26)$$

missä A on puristusalueen pinta-ala

$$p = \frac{F}{A} = 383 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \quad (27)$$

missä p on puristusalueen pintapaine

$$q = p \cdot \text{siv}_1 = 613 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad (28)$$

missä q on tasaisen kuormituksen arvo

$$l = 1.8 \text{ m}$$

missä l on johteiden keskiakseleiden välinen etäisyys

$$c = \text{siv}_1 = 1.6 \text{ m}$$

$$a = \frac{l - c}{2} = 100 \cdot \text{mm} \quad (29)$$

$$b = a + c = 1.7 \text{ m} \quad (30)$$

$$d = l - \frac{a + b}{2} = 0.9 \cdot \text{m} \quad (31)$$

$$Q = q \cdot c = 980.7 \cdot \text{kN} \quad (32)$$

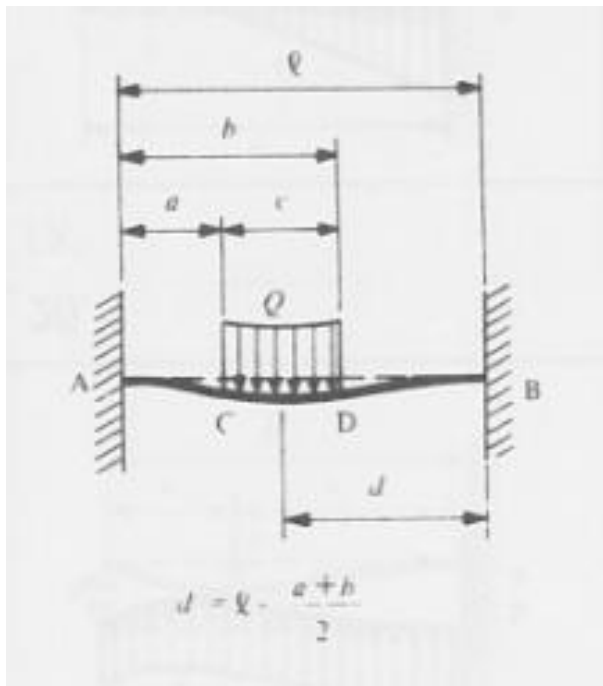
missä Q on tasaisesti jakaantuneen kuormituksen resultantti

$$A = \frac{Q}{4 \cdot l^3} \cdot (12d^2l - 8d^3 - 2c^2d + c^2l) = 490.3 \cdot \text{kN} \quad (33)$$

missä A on tuen A pystysuuntainen tukireaktio

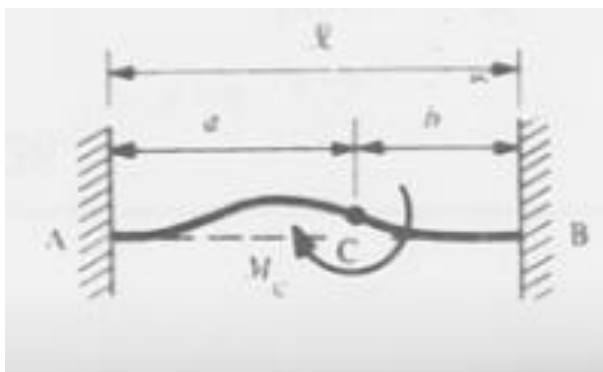
$$M_A = \frac{Q}{12l^2} (12d^3 + 3c^2d - 12d^2l - c^2l) = -162.5 \cdot \text{kNm} \quad (34)$$

missä M_A on tuen A tukireaktiomomentti



Kuva 27 Päistään jäykästi tuettu palkki, johon vaikuttaa tasainen kuormitus (Ranta 1985, 104)

Oletetaan johdekin päistään jäykästi tuetuksi palkiksi. Käytetään laskuissa kuvan 28 merkintöjä. Laskuissa puskinen oletetaan sijaitsevan pyöröjohteiden puolella välissä korkeuden suhteen. Tällöin on voimassa $a=b$. Lasketaan taivutusmomentin arvo (kaavat 38 ja 39 Ranta 1985, 106; kaava 40 Outinen ym 2007, 452):



Kuva 28 Päistään jäykästi tuettu palkki, johon vaikuttaa pistemäinen momentti (Ranta 1985, 106)

$$l = 2.2\text{m} \quad (35)$$

missä l on pyöröjohteen arvioitu pituus.

$$a = \frac{l}{2} = 1.1\text{m} \quad (36)$$

$$M_C = \frac{1}{2} \cdot M_A = -81.3 \cdot \text{kNm} \quad (37)$$

missä M_C on yhteen pyöröjohteeseen vaikuttava pistemäinen momentti, kun ajatellaan puskimen aiheuttaman taivutusmomentin jakautuvan tasan kahden pyöröjohteen kesken.

$$A_2 = -\frac{6M_C \cdot a \cdot b}{l^3} = 55.4 \cdot \text{kN} \quad (38)$$

missä A_2 on tuen A tukireaktiovoima.

$$B_2 = -A_2 = -55.4 \cdot \text{kN} \quad (39)$$

missä B_2 on tuen B tukireaktiovoima.

$$M_{\text{tmax}} = \frac{1}{2} \cdot |M_C| = 40.6 \cdot \text{kNm} \quad (40)$$

missä M_{tmax} on itseisarvoltaan suurin palkissa vaikuttava taivutusmomentti (piste C).

$$M_{A2} = \frac{M_C \cdot b}{l} \cdot \left(3 \frac{a}{l} - 1 \right) = -20.3 \cdot \text{kNm} \quad (41)$$

$$M_{B2} = -\frac{M_C \cdot a}{l} \cdot \left(\frac{3 \cdot b}{l} - 1 \right) = 20.3 \cdot \text{kNm} \quad (42)$$

missä M_{A2} ja M_{B2} ovat tukien A ja B tukireaktiomomentteja

Mitoitetaan pyöröjohteet. Tarkastellaan poikkileikkausta 1, joka sijaitsee pyöröjohteen puolella välissä sekä poikkileikkausta 2, jossa oleva olake kiinnittää pyöröjohteen runkorakenteeseen (kuva 29). Pyöröjohteiden materiaalina käytetään nuorrutusterästä 34CrNiMo6.



Kuva 29 Pyöröjohteen luonnos

Mitoitetaan poikkileikkauksien halkaisijat alustavasti väsymisen suhteen käyttäen Söderbergin laskentamenetelmää. Poikkileikkauksessa 1 ei ole lovenvaikutusta ($K_{f1}=1$). Käytetään merkintätapaa, jossa alaindeksi osoittaa poikkileikkauksen numeron:

$$R_e = 690 \text{ MPa} \quad R_m = 880 \text{ MPa} \quad \sigma_{tw} = 440 \text{ MPa}$$

missä R_e on materiaalin myötölujuus, R_m on materiaalin murtolujuus ja σ_{tw} on materiaalin taivutusvaihtelujuus.

$$n' = 2 \quad q = 0.9$$

missä n' on alustava varmuusluku ja q on materiaalin loviherkkyyssluku.

$$m = 0.8 \quad \kappa_{\sigma 1} = 0.95 \quad \kappa_{\sigma 2} = 0.8 \quad K_{ft2} = 2.5$$

missä m on koon kerroin poikkileikkauksille, κ_{σ} on pinnanlaadun kerroin ja K_{ft2} on arvioitu lovenvaikutusluku taivutuksen suhteen.

$$M_{tm1} = \frac{M_t + 0 \text{ kNm}}{2} = 20.3 \text{ kNm} \quad (43)$$

$$M_{tm2} = \frac{M_{B2} + 0 \text{ kNm}}{2} = 10.2 \text{ kNm} \quad (44)$$

missä M_{tm} on poikkileikkauksissa vaikuttava taivutusmomentin keskiarvo (kaavojen 40 ja 42 tuloksilla).

$$M_{ta1} = \frac{M_t - 0 \text{ kNm}}{2} = 20.3 \text{ kNm} \quad (45)$$

$$M_{ta2} = \frac{M_{B2} - 0 \text{ kNm}}{2} = 10.2 \text{ kNm} \quad (46)$$

missä M_{ta} on poikkileikkauksessa vaikuttavan taivutusmomentin amplitudi.

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n'}{\pi} \left(\frac{M_{tm1}}{R_e} + K_{ft1} \cdot \frac{M_{ta1}}{\sigma_{tw}} \right)} = 115 \text{ mm} \quad (47)$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n'}{\pi} \left(\frac{M_{tm2}}{R_e} + K_{ft2} \cdot \frac{M_{ta2}}{\sigma_{tw}} \right)} = 114 \text{ mm} \quad (48)$$

missä D on alustava pyöröjohteen poikkileikkauksen halkaisija.

Poikkileikkaukselle 2 suoritetaan vielä väsymistarkastelu Smithin piirrosta käyttäen, sillä sen heikompi pinnanlaatu ja olakkeen muoto heikentävät väsymislujuutta. Koneen arvioitu käyttöikä ei vaadi pyöröjohteelta ääretöntä elinikää, jonka perusteella sitä seuraavassa itse asiassa mitoitetaan. Toisaalta pyöröjohteen murtuminen voisi johtaa katastrofaaliseen rakenteen sortumiseen. Tämän perusteella mitoitettakoon se reilusti varmalle puolelle.

Arvioidaan sopivaksi varmuusluvuksi $n=1,5 - 2$. Arvioidaan koon ja pinnanlaadun kertoimet ja redusoidaan vaihtolujuus:

$$m = 0.8 \quad \kappa_{\sigma 2} = 0.8$$

$$\sigma_{tw2'} = m \cdot \kappa_{\sigma 2} \cdot \sigma_{tw} = 282 \text{ MPa} \quad (49)$$

Lasketaan lovenvaikutustaluku lovenmuotolukukäyrästä apuna käyttäen. Arvioidaan $D/d = 125 \text{ mm}/115 \text{ mm} = 1,1$ ja $r/d = 5 \text{ mm}/115 \text{ mm} = 0,04$. Valitaan K_t :n arvoksi 2.

$$K_{ft2} = 1 + q \cdot (K_{t2} - 1) \quad (50)$$

$$K_{ft2} = 1 + 0.9 \cdot (2 - 1) = 1.9$$

Lasketaan poikkileikkauksen nimellismaksimijännitys, jännityksen keskiarvo ja nimellisamplitudi. Minimijännityksen ajatellaan olevan nolla:

$$\sigma_{\max 2} = \frac{M_{B2}}{I_{z2}} \cdot \frac{D_2}{2} = 140 \text{ MPa} \quad (51)$$

missä I_{z2} on poikkileikkauksen neliömomentti

$$\sigma_{m2} = \frac{\sigma_{\max 2} + \sigma_{\min 2}}{2} = 70 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\sigma_{a2} = \frac{\sigma_{\max 2} - \sigma_{\min 2}}{2} = 70 \text{ MPa} \quad (53)$$

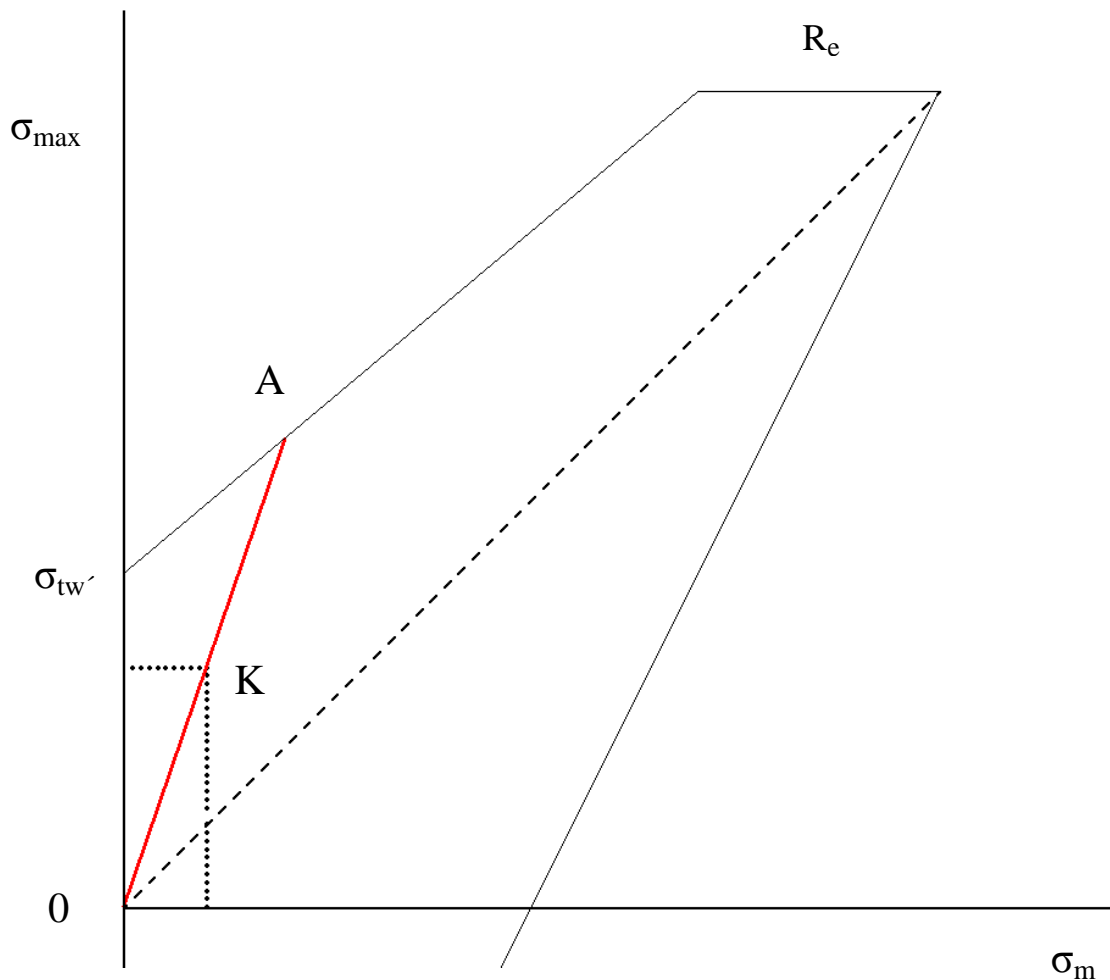
Olakkeen muodon vaikutuksesta jännitysamplitudi kasvaa:

$$\sigma_{a2} = K_{ft2} \cdot \sigma_{anim2} = 133 \text{ MPe} \quad (54)$$

Myös jännityksen maksimiarvo kasvaa:

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_{a2} + \sigma_{m2} = 203 \text{ MPe} \quad (55)$$

Piirretään Smithin piirros väsymisen varmuusluvun tarkastelua varten. Ylikuormitustapauksessa amplitudin ja jännityksen keskiarvon oletetaan kasvavan samassa suhteessa:



Kuva 30 Pyöröjohteen olakkeen Smithin piirros

Varmuudeksi väsymisen suhteen tulee kuvan 30 janan 0A suhde janaan 0K. Määritetään suorien funktiot. Koska tykytyslujuus ei ole tiedossa, kasvaa vaihtolujuuden jana 40° kulmassa:

$$y_1(x) = \tan(40\text{deg}) x + \sigma_{tw2} \quad (56)$$

missä $y_1(x)$ on vaihtolujuusjanan funktio.

$$k = \frac{\sigma_{\max 2} - 0}{\sigma_{m2} - 0} = 2.9 \quad (57)$$

missä k on janan OA kulmakerroin.

$$y_2(x) = k \cdot x \quad (58)$$

missä $y_2(x)$ on janan OA funktio

Lasketaan janojen leikkauspisteen A sijainti:

$$k \cdot x_A = \tan(40\text{deg}) \cdot x_A + \sigma_{tw2'} \quad (59)$$

$$x_A = \frac{\sigma_{tw2'}}{k - \tan(40\text{deg})} = 137 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$n = \frac{x_A}{\sigma_{m2}} \quad n = \frac{137 \text{ MPa}}{70 \text{ MPa}} = 2 \quad (61)$$

missä n on varmuusluku väsymisen suhteen

Valitaan pyöröjohteiden halkaisijaksi 130 mm ja olakkeen halkaisijaksi 114 mm.

7.6 Liukulaakerien mitoitus

Mitoitetaan pyöröjohteita ohjaavat liukulaakerit. Käytetään kuvan 31 mukaisia merkintöjä. Liukulaakereita kuormittaa puskimen aiheuttama momentti. Määritetään tarvittavan laakerinleveyden suhde pyöröjohteen halkaisijaan, rakenteen korkeuteen, kuormitettavaan momenttiin ja sallittuun pintapaineeseen:

$$M_{\text{laak}} = \left| \frac{1}{2} M_A \right| = 81.3 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad (62)$$

Tasapainon perusteella momenttien summa on nolla:

$$F_1 \cdot \frac{1}{2} + F_1 \cdot \frac{1}{2} - M_{\text{laak}} = 0 \quad (63)$$

missä F_1 on laakeriin kohdistuva voima.

$$F_1 = \frac{M_{\text{laak}}}{l} \quad (64)$$

laakerien keskikohtien välinen mitta l:

$$l = h - \frac{2 \cdot c}{2} \quad (65)$$

$$l = h - c \quad (66)$$

voima F_1 saa muodon:

$$F_1 = \frac{M_{\text{laak}}}{h - c} \quad (67)$$

keskimääräinen pintapaine laakerissa lasketaan kaavalla

$$p = \frac{F_1}{c \cdot d} \quad (68)$$

kaava muutetaan muotoon

$$p = \frac{\frac{M_{\text{laak}}}{h-c}}{c \cdot d} \quad (69)$$

$$p = \frac{M_{\text{laak}}}{c \cdot d \cdot (h - c)} \quad (70)$$

$$p = \frac{M_{\text{laak}}}{c \cdot d \cdot h - c^2 \cdot d} \quad (71)$$

$$-c^2 \cdot d + c \cdot d \cdot h - \frac{M_{\text{laak}}}{p} = 0 \quad (72)$$

tästä ratkaistaan c toisen asteen yhtälön ratkaisukaavalla:

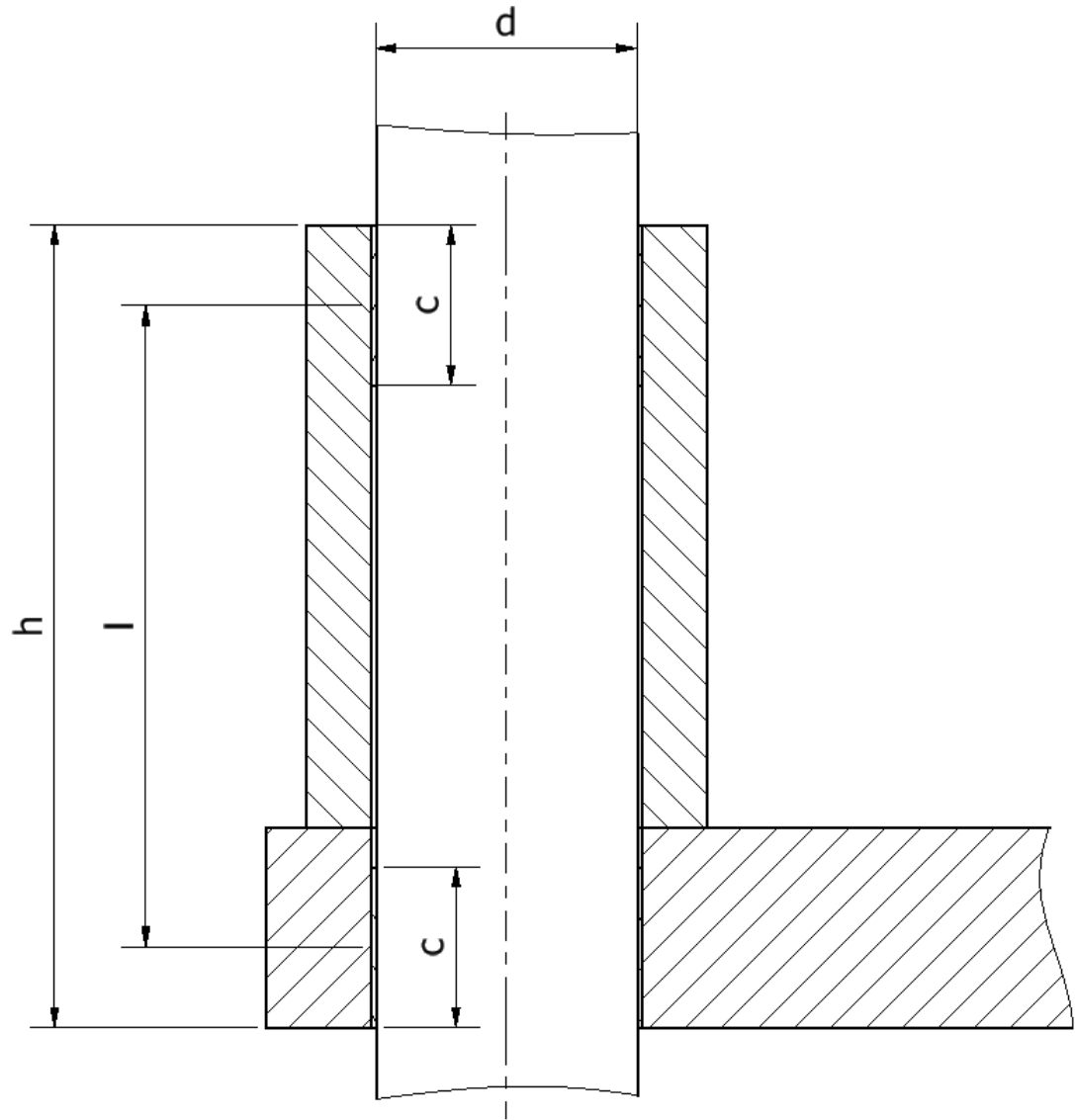
$$a = -d \quad b = d \cdot h \quad c = \frac{-M_{\text{laak}}}{p}$$

$$x = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad (73)$$

(ratkaisukaavan toinen ratkaisuvaihtoehto on väärä)

$$c = \frac{-(d \cdot h) + \sqrt{(d \cdot h)^2 - 4 \cdot (-d) \cdot \left(-\frac{M_{\text{laak}}}{p_{\text{sall}}}\right)}}{2 \cdot (-d)} \quad (74)$$

missä c on tarvittava laakerin leveys. Pintapaineen arvo on korvattu sallitun pintapaineen arvolla.



Kuva 31 Pyöröjohteen liukulaakerointi

Esivalitun liukulaakerin sallittu pintapaine dynaamisessa kuormituksessa on 40 N/mm^2 .
Laakerin koostumuksen pääaineet ovat kupari, tina ja fosfori.

Lasketaan tarvittava laakerin leveys:

$$c = \frac{-(130\text{mm} \cdot 400\text{mm}) + \sqrt{(130\text{mm} \cdot 400\text{mm})^2 - 4 \cdot (-130\text{mm}) \cdot \left(\frac{-81.3\text{kNm}}{40\text{MPa}}\right)}}{2 \cdot (-130\text{mm})} = 44\text{mm} \quad (75)$$

Laakerien minimipituus on 44 mm. Vaadittu pituus ei tuota ongelmia, sillä halkaisijan kokoluokassa tämän pituisia tai vielä lyhempiä tuskin on saatavillakaan.

7.7 Rungon kansilevyn ripojen mitoitus

Rungon mitoitus lähtee ajatuksesta, että rungon kansilevyyn kohdistuu puristuksessa tasaisesti jakaantunut kuormitus. Kuormituksen kantaa kansilevy ja poikittaisrivat. Kullekkin rivalle jaetaan osuus tasaisesta kuormituksesta. Tuloksia verrataan FEM-malliin.

Arvioidaan puristimen koon perusteella sopivaksi ripojen määräksi kuusi kappaletta: päissä sijaitsee rivat, ja ripojen välinen etäisyys on vakio. Näin ollen keskimmäisten (kriittisimpien) ripojen kantamien kaistojen leveydeksi tulee $1600 \text{ mm}/(6 - 1) = 320 \text{ mm}$. Kaistakohtaisen tasaisesti jakaantuneen kuormituksen arvoksi saadaan jakamalla kaavan 28 tulos viidellä:

$$q = \frac{p \cdot sivu}{5} = 123 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad (76)$$

tukireaktiot ja taivutusmomentin maksimiksi tulee kuvan 27 merkinnöin

$$A = \frac{Q \cdot d}{1} = 98.1 \cdot \text{kN} \quad (77)$$

$$M_{\text{tmax}} = \frac{Q \cdot d}{1} \cdot \left(a + \frac{c \cdot d}{2 \cdot 1} \right) = 49 \cdot \text{kN} \cdot \text{m} \quad (78)$$

Valitaan ripalevyn vahvuudeksi 30 mm:

$$b_{\text{levy}} = 30 \text{ mm}$$

Rakenneteräksen S355 myötölujuus ko. levynvahvuudella jaettuna varmuuskertoimella antaa sallitun taivutusjännityksen:

$$\sigma_{\text{sall}} = \frac{345 \text{ MPa}}{1.5} = 230 \cdot \text{MPa} \quad (79)$$

Taivutusjännityksen kaavasta

$$\sigma_t = \frac{M_{\text{tmax}}}{W} \quad (80)$$

ratkaistaan taivutusvastuksen suhteen

$$W = \frac{M_{\text{tmax}}}{\sigma_{\text{sall}}} = 213188 \cdot \text{mm}^3 \quad (81)$$

missä W on profiilin taivutusvastus.

Suorakaiteen muotoisen profiilin neliömomentti on

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (82)$$

missä I on profiilin neliömomentti korkeuden h leikkaavan akselin suhteen ja b on profiilin leveys (levyn vahvuus). Taivutusvastus lasketaan kaavalla:

$$W = \frac{I}{\frac{h}{2}} \quad (83)$$

Ratkaistaan h:

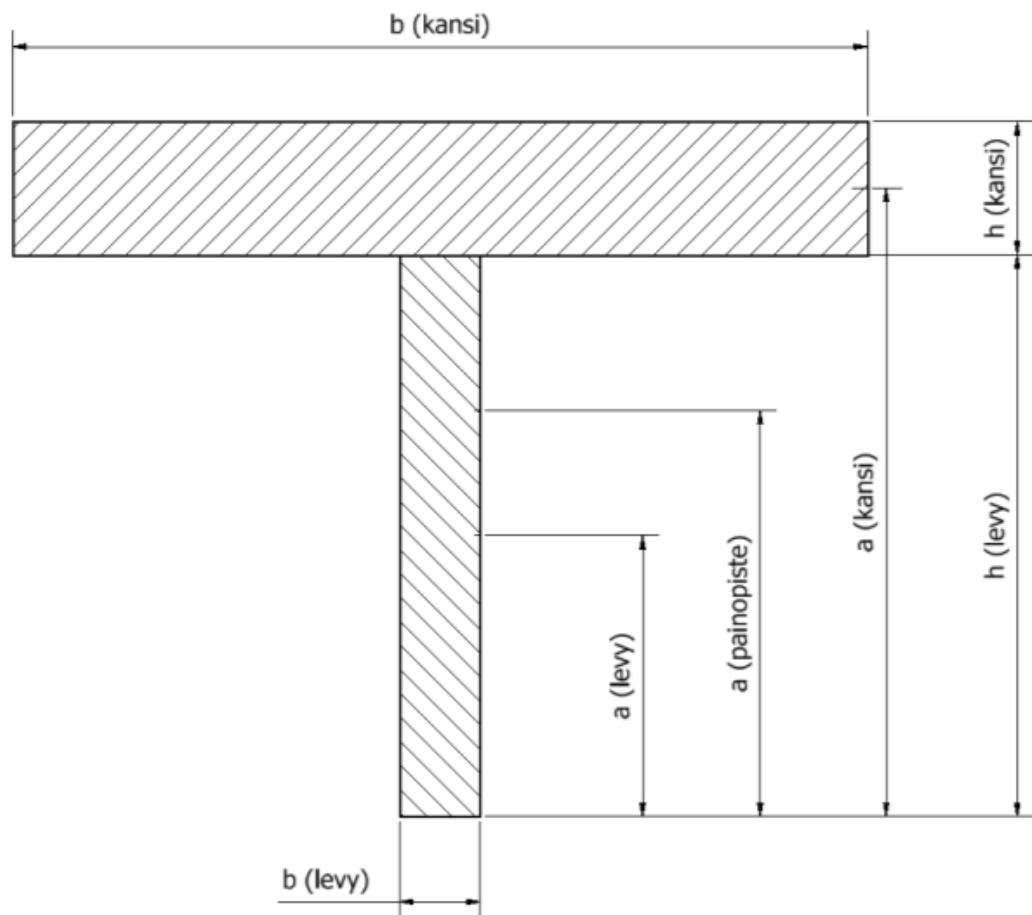
$$W = \frac{2 \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot h} \quad (84)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (85)$$

$$h^2 = \frac{6 \cdot W}{b} \quad (86)$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{b}} \quad (87)$$

$$h_{\text{levy}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 213188 \text{mm}^3}{30 \text{mm}}} = 206.5 \text{mm} \quad (88)$$



Kuva 32 Kansilevy ja ripa

Valitaan levyn leveydeksi $h_{\text{levy}} = 210 \text{ mm}$. Tarkastellaan rungon kokonaiskuvaa lisäämällä edelliseen kansilevyn vaikutus kuvan 32 merkinnöin:

$$b_{\text{kansi}} = 320 \text{ mm} \quad h_{\text{kansi}} = 100 \text{ mm}$$

$$A_{\text{kansi}} = b_{\text{kansi}} \cdot h_{\text{kansi}} = 32000 \text{ mm}^2 \quad (89)$$

$$A_{\text{levy}} = b_{\text{levy}} \cdot h_{\text{levy}} = 6300 \cdot \text{mm}^2 \quad (90)$$

missä A on poikkileikkauksen pinta-ala.

$$a_{\text{levy}} = \frac{h_{\text{levy}}}{2} = 105 \text{ mm} \quad (91)$$

$$a_{\text{kansi}} = h_{\text{levy}} + \frac{1}{2} \cdot h_{\text{kansi}} = 260 \text{ mm} \quad (92)$$

missä a on etäisyys poikkileikkauksen profiilin painopisteestä rivan pohjalle. Kokoonpanon painopisteen etäisyys rivan pohjalta saadaan staattisen momentin kaavaa soveltaen:

$$a_{pp} = \frac{A_{levy} \cdot a_{levy} + A_{kansi} \cdot a_{kansi}}{A_{levy} + A_{kansi}} = 234.5 \text{ mm} \quad (93)$$

$$I_{kansi} = \frac{b_{kansi} \cdot h_{kansi}^3}{12} = 26.7 \times 10^6 \text{ mm}^4 \quad (94)$$

missä I_{kansi} on kansilevyn neliömomentti. Steinerin lauseella saadaan rivan ja kansilevyn yhdistetty neliömomentti:

$$I_z = I_{levy} + A_{levy} \cdot (a_{pp} - a_{levy})^2 + I_{kansi} + A_{kansi} \cdot (a_{kansi} - a_{pp})^2 = 176.3 \times 10^6 \text{ mm}^4 \quad (95)$$

Lasketaan rivan pohjan ja kansilevyn päällisen taivutusvastukset:

$$W_1 = \frac{I_z}{a_{pp}} = 751713 \text{ mm}^3 \quad (96)$$

missä W_1 on taivutusvastus rivan pohjalla ja

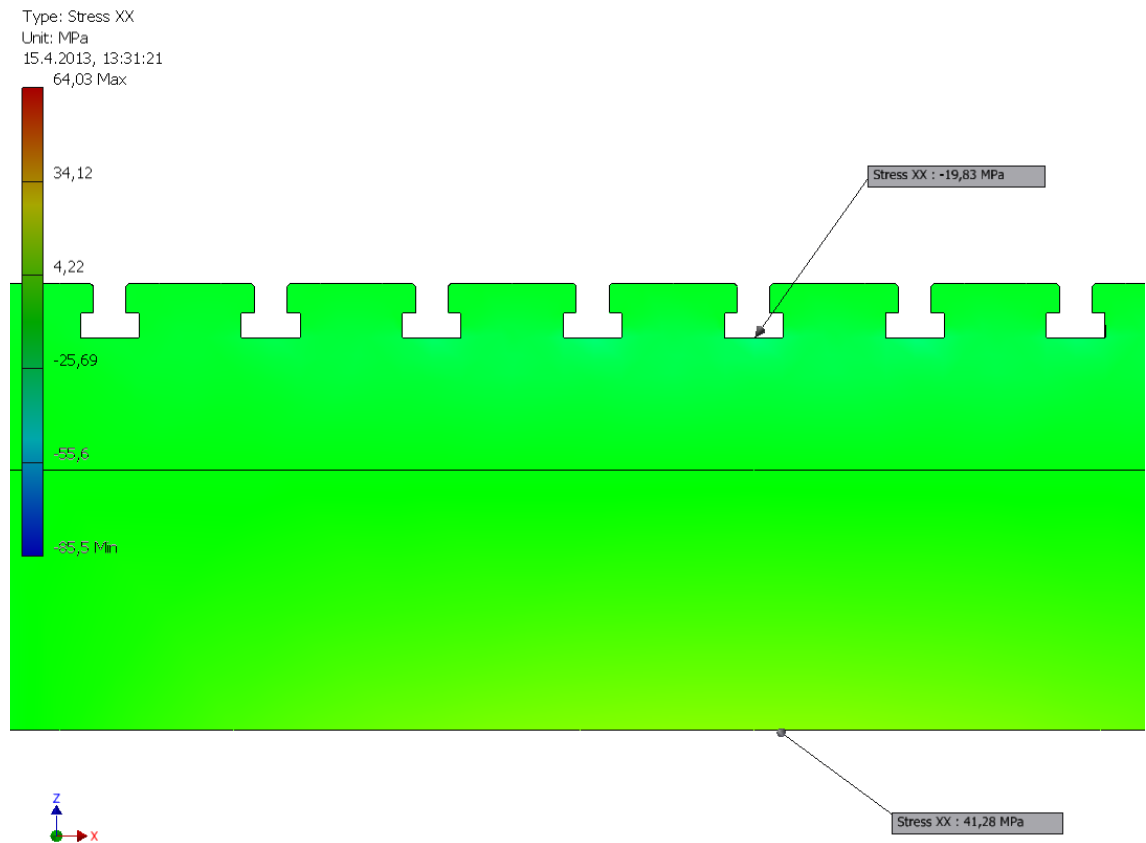
$$W_2 = \frac{I_z}{a_{pp} - (h_{levy} + h_{kansi})} = -2.3 \times 10^6 \text{ mm}^3 \quad (97)$$

missä W_2 on taivutusvastus kansilevyn päällä.

$$\sigma_1 = \frac{M_{tmax}}{W_1} = 65.2 \text{ MPa} \quad (98)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{tmax}}{W_2} = -21 \text{ MPa} \quad (99)$$

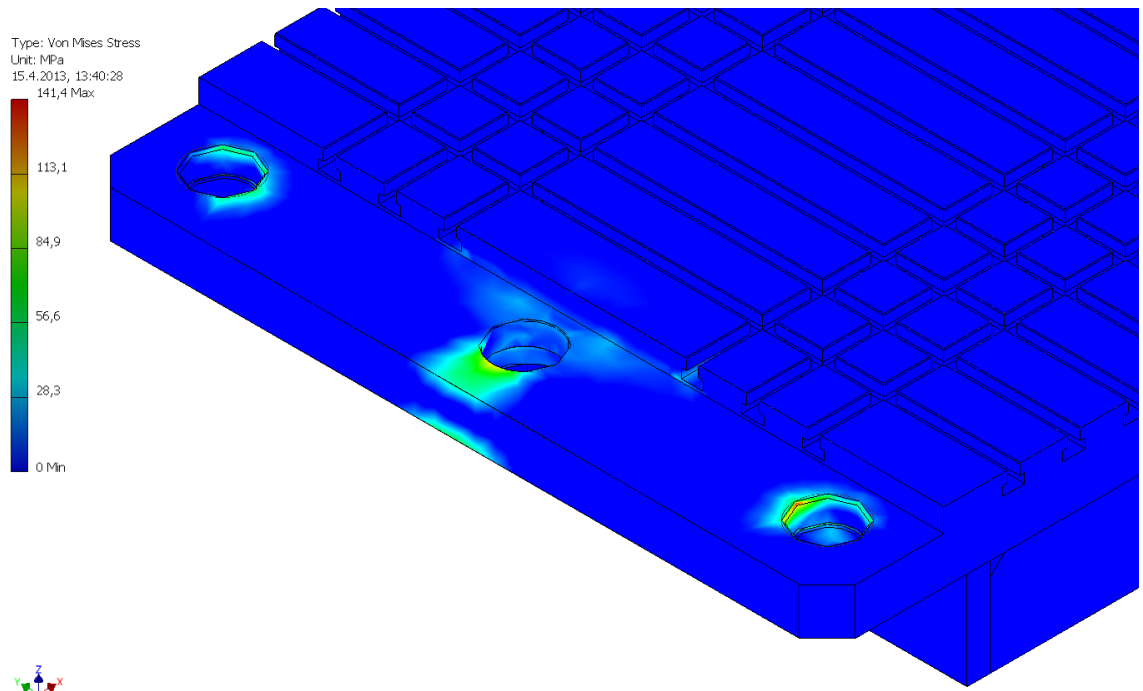
Laskujen mukaan kansilevyyn kohdistuu 21 MPa puristusjännitys ja rivan pohjalle 65,2 MPa vetojännitys. Laaditaan FEM-malli rungosta ja vertaillaan tuloksia. Mallissa johteiden olakkeet on tuettu jäykästi. Kansilevyn päälle on kohdistettu puristuskuormaa vastaava tasaisesti jakaantunut paine. Kuularuuvien laakerisyyvennyksiin on asetettu kuhunkin 490,3 kN voima vaikuttamaan ylöspäin. Osien väliset liitokset on asetettu jäykiksi.



Kuva 33 Rungon FEM-mallinnus

Kuten kuvasta 33 käy ilmi, on FEM-mallin ja edellä laskettujen jännitystulosten välillä vain hieman eroa. Kuvassa on ilmoitettu jännitykset x-akselia kohtisuoraan olevassa tasossa (σ_{xx}). X-akseli kulkee ripojen suuntaisesti. Tuloksen mukaan kansilevyn pinnalla olisi noin 20 MPa puristusjännitys ja keskimmaisissa rivoissa noin 41 MPa vetojännitys.

Kuvassa 34 näkyy vakiovääristymisenergiahypoteesin (Von Mises) mukaiset vertailujännitykset. Kuvassa näkyy muutama paikallinen jännityskeskittymä erityisesti johteiden olakkeiden ja kuularuuvien laakerin reunoilla. Mallin mukaan maksimijännitys nousee 141 MPa:iin.



Kuva 34 Rungon kansilevyn Von Mises -jännitys

Mitoitetaan kansilevyn ja rivan välinen kaksoispienahitsi. Määritetään ensin kansilevyn poikkipinnan staattinen momentti z-akselin suhteen (S_{zkansi}) ja liitoskohdan leikkausjännitys:

$$S_{zkansi} = b_{kansi} \cdot h_{kansi} \cdot (a_{kansi} - a_{pp}) = 815875 \text{ mm}^3 \quad (100)$$

Oletetaan $Q = 490,3 \text{ kN}$

missä Q on leikkausvoima, eli kuularuuvien aiheuttama kuormitus.

$$\tau = \frac{Q \cdot S_{zkansi}}{I_z \cdot b_{levy}} = 75.6 \text{ MPa} \quad (101)$$

missä τ on kansilevyn ja rivan liitoskohdan leikkausjännityksen arvo.

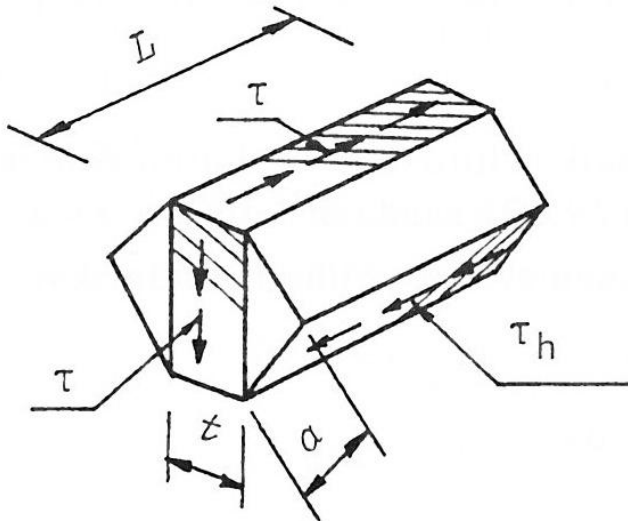
Hitsisauman vaarallisin leikkaus on kuvan 35 mukainen pitkittäisleikkaus, jonka leikkauspinnan toisen sivun pituus on hitsin a -mitta. Merkitään hitsisaumassa vaikuttavaa leikkausjännitystä τ_h . Kuvan 35 palan, jonka pituus on L , vapaakappalekuvasta saadaan sauman suuntaista tasapainoehtoa soveltamalla: (Outinen ym. 2007, 202)

$$\tau \cdot b_{levy} \cdot L - 2 \cdot \tau_h \cdot a \cdot L = 0 \quad (102)$$

(t korvattu b_{levy} :llä)

$$\tau_h = \frac{b_{\text{levy}}}{2 \cdot a} \cdot \tau \quad (103)$$

Jos materiaalina käytetään rakenneterästä S355, saadaan taulukosta sallituksi hitsausjännitykseksi $\sigma_{\text{wsall}} = 140 \text{ MPa}$.



Kuva 35 Rivan hitsisauman kohdalta leikatun palan vk-kuva (Outinen ym. 2007, 202)

Asetetaan $\tau_h = \sigma_{\text{wsall}}$ ja ratkaistaan tarvittava hitsin a-mitta:

$$a = \frac{b_{\text{levy}} \cdot \tau}{2 \cdot \sigma_{\text{wsall}}} \quad (104)$$

$$a = \frac{30\text{mm} \cdot 76\text{MPa}}{2 \cdot 140\text{MPa}} = 8.1 \text{ mm}$$

Näin ollen valitaan a-mitaksi 9 mm. Hitsauksen onnistuminen vaatii riittävän suurta lämmöntuontia. Sen takia suositellaan, että pienahitsin a-mitaksi otetaan vähintään:

$$a = \sqrt{\frac{t}{\text{mm}}} - 0.5\text{mm} \quad (105)$$

missä t on liitettävän materiaalin paksuus. (Niemi 1985, 418)

$$a_{\text{min}} = \sqrt{\frac{30\text{mm}}{\text{mm}}} - 0.5\text{mm} = 5\text{mm}$$

7.8 Runkorakenne

Runkorakenteessa päädyttiin putkipalkkiratkaisuun (kuva 36), jotta kulmavaihteelle ja hammashihnan asennukselle saataisiin mahdollisimman paljon tilaa. Runko koostuu pääasiassa 80x80x5 putkipalkista. Hammashihnan vedon aiheuttaman kuormituksen johdosta runkoon asetettiin poikittain kaksi kappaletta 80x40x4 palkkia, jotka tukevat rakennetta hammashihnapyörien akseleiden laakerien kohdalla.

Kulmavaihde asennetaan alhaalla olevien poikittaispalkkien päälle. Sähkömoottorin linjauksen helpottamiseksi kulmavaihde ja sähkömoottori on tuettu pitkällä palkilla, joka ulottuu rungon toisesta reunasta moottorin alle asti. Sähkömoottorin alusta on tuettu kulmaan hitsatuilla palkeilla, jotka estävät moottorin väännöstä johtuvan rungon kiertymisen. Näin on tehty myös kulmavaihteen kohdalla.

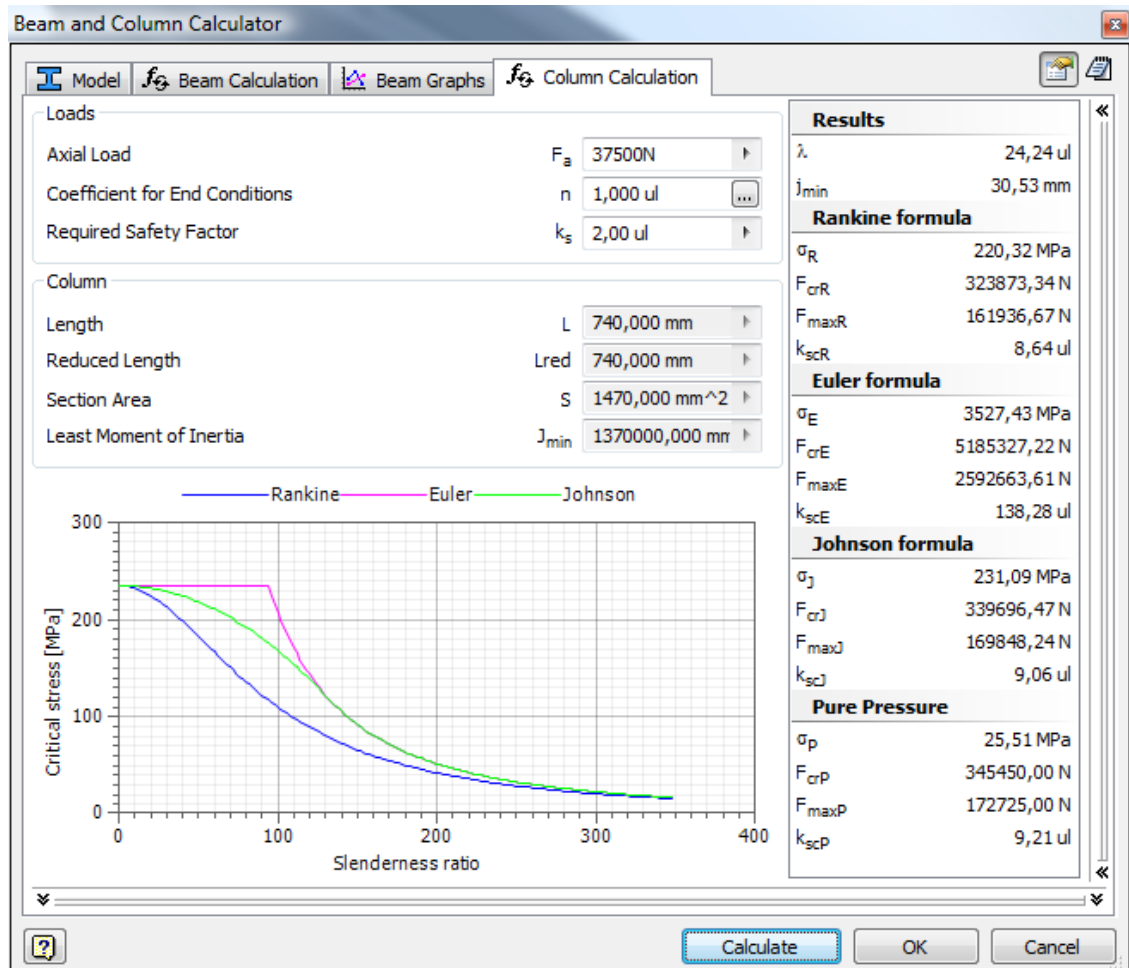
Asettamalla kulmavaihde rungon sisälle ja tuomalla sähkömoottori puristimen toiselle sivulle, saadaan molemmat puristuspöydän päädyt vapaiksi työskentelyä varten. Sähkömoottori ja kulmavaihde kytketään toisiinsa tehonsiirtoakselilla.

Hammashihnan kiristysrullia varten runkoon hitsataan poikittaispalkit, joihin hitsataan kiristyskiskot. Kiristysrullia siirretään kiskoja pitköittäin ruuvi-mutteri-periaatteella, jotta tarvittava esikiristys saavutetaan.



Kuva 36 Runkorakenne

Lujuustarkastelussa pystypalkille jaettiin puristimen arvioidusta painosta (15000kg) aiheutuva puristuskuorma noin 37500 N. Kuvassa 37 näkyy analyysin tulokset. Tuloksien mukaan nurjahdusta ei tule tapahtumaan ja puristusjännitys on vain noin 26 MPa.



Kuva 37 Putkipalkin lujuustarkastelu Autodesk Inventorilla

7.9 Hammashihnapyöräakseli

Jotta vältetään kuularuuvien elinikää lyhentävältä säteiskuormitukselta, asennetaan kuularuuville väännön välittävä hammashihnapyörä erilliselle vierintälaakereilla tuetulle akselille (kuva 38).

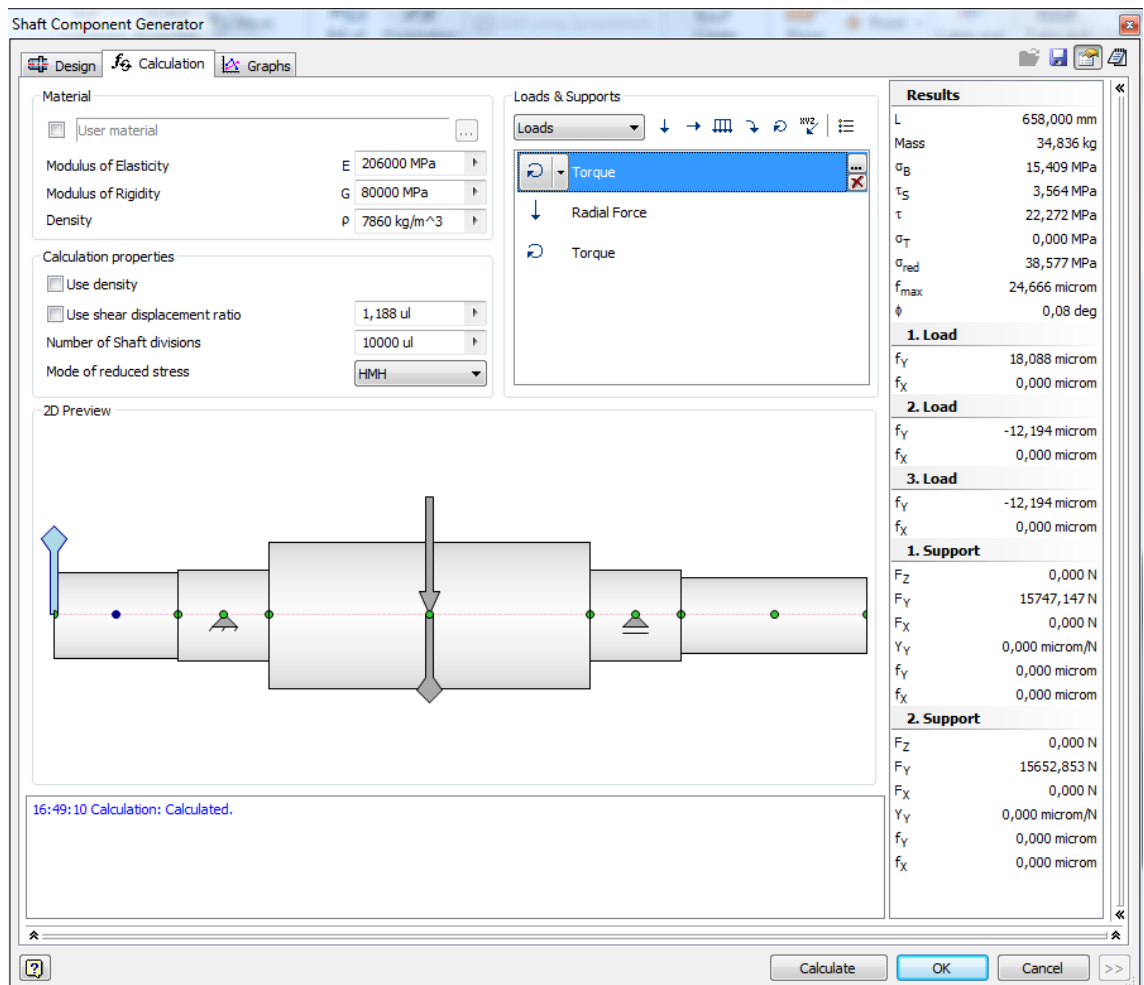


Kuva 38 Hammashihnapyöräakseli

Vääntö välitetään pyörältä akseliin tasakiilalla DIN 6885. Hammashihnapyörän aksiaalinen liike akselin suhteen estetään lukitusrenkailla DIN 471 sekä akselin ja navan välisellä puristussovitteella. Vääntö akselista kuularuuville tapahtuu akselin päähän liitetyn kytkimen avulla. Akselin toisessa päässä on kiilaura jarrusovellusta varten. Vierintäläakerit sijaitsevat hammashihnapyörän molemmin puolin.

Vaikka tasakiilaliitos olisi välyksetön, aiheuttaa kuormitusvoimien suunnan vaihtelu mikroskooppista liikettä, joka johtaa vähittäiseen kitkakulumiseen (fretting) ja liitoksen löystymiseen. Tämän välttämiseksi on valittava puristussovite akselin ja navan välille, suoritettava mahdollisesti pintakarkaisu (esim. nitraus) tai luovuttava tasakiilaliitoksen käytöstä. (Blom ym. 2006, 98)

Akselin lujuustarkastelu suoritettiin Autodesk Inventorin akselityökalua käyttäen (kuva 39). Akselin keskiosaa kuormittaa hammashihnan aiheuttama voima (noin 31,4 kN). Vääntömomentti 1500 Nm vaikuttaa akselissa keskiosasta akselin päähän asti.

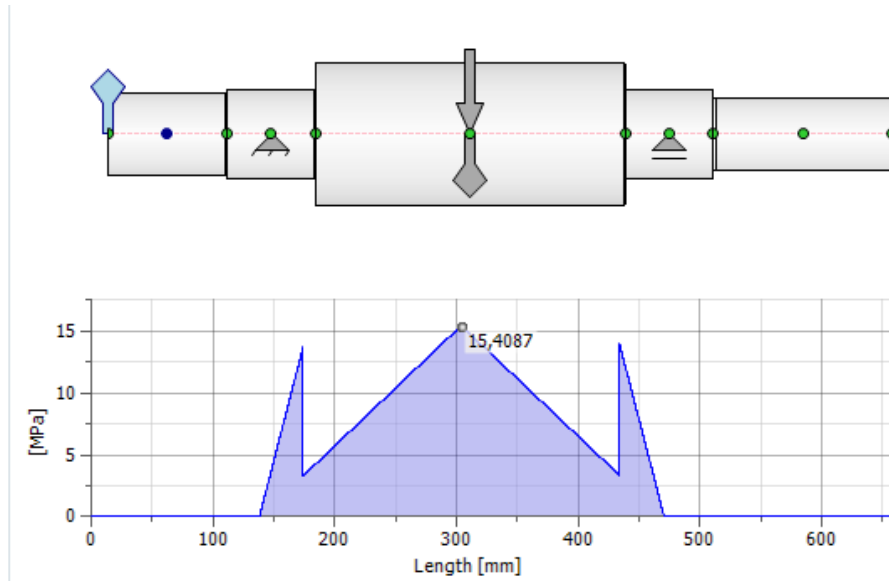


Kuva 39 Kuormituksien ja tukien määrittäminen akselille

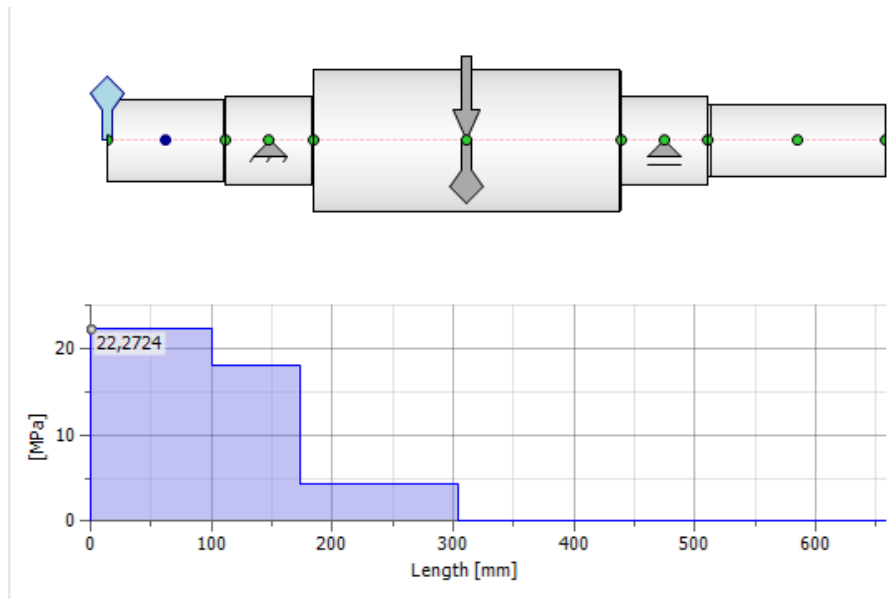
Ohjelmasta saadaan akselille mm. seuraavat tulokset:

- leikkausvoimakuvio
 - taivutusmomenttikuvio
 - taipuman kulmat
 - taipumat
 - taivutusjännitykset
 - leikkausjännitykset
 - vääntöjännitykset
 - veto/puristusjännitykset
 - vertailujännitykset
- (vakiovääristymisenergiahypoteesi/maksimileikkausjännityshypoteesi).

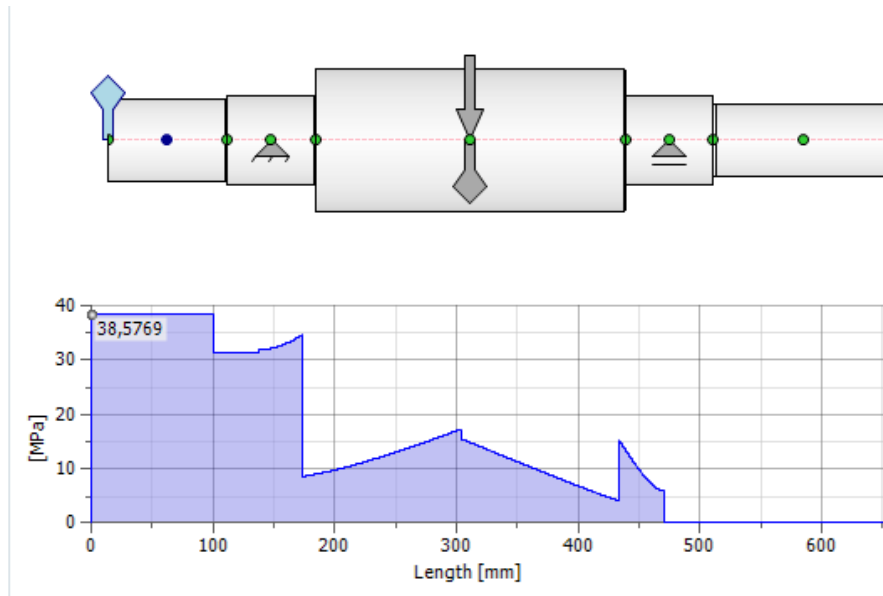
Kuvissa 40, 41 ja 42 on esitetty akselien taivutus-, vääntö- ja vertailujännityskuviot (vakiovääristymisenergihypoteesi).



Kuva 40 Akselin taivutusjännitys



Kuva 41 Akselin vääntöjännitys



Kuva 42 Akselin vertailujännitys

7.10 Puristusliikkeen jarrutus ja lukitus

Eräs kuularuuvin ominaisuus on sen itsepidättämättömyys. Kun kuularuuvit on asennettu pystyasentoon, muuttavat ne puskinen painovoimasta aiheutuvan kuormituksen pyörimisliikkeeksi. Tämä muodostaa turvallisuusriskin. Kun puristimella ei suoriteta työliikkeitä, tulee puskinen pysyä paikallaan. Normaalitylanteessa puskin pysyykin paikallaan hammashihnojen ja sähkömoottorin jarrun varassa. Vikatylanteessa, jos esimerkiksi hammashihna pettää, tämä tilanne ei ole enää voimassa. On siis kyettävä jarruttamaan puskinen liike kaikissa olosuhteissa.

Kuularuuvien lineaarikuormituksen muuttuminen pyörimisliikkeen väännöksi voidaan laskea seuraavasti: Arvioidaan puskinen painoksi 3600 kg ja valitaan kuularuuvien kitkakertoimen arvo vaihteluvälillä alarajalta varmuuden vuoksi. Asetetaan varmuusluvun arvoksi 3.

$$m_{\text{pus}} = 3600 \text{ kg} \quad \mu = 0.006 \quad S = 3$$

missä m_{pus} on puskinen massa, μ on kuularuuvien kitkakerroin ja S on varmuusluku. Lasketaan kuularuuvien kuormitus

$$F_{\text{ruuvi}} = \frac{m_{\text{pus}} \cdot g}{2} = 17652 \text{ N} \quad (106)$$

missä F_{ruuvi} on yhtä kuularuuvia kohden jakautunut puskinen painosta johtuva kuormitus. Lasketaan kuularuuvien nousukulma

$$\alpha = \arctan\left(\frac{l}{\pi \cdot D_m}\right) = 2.9 \cdot \text{deg} \quad (107)$$

missä α on kuularuuvien nousukulma, l on kuularuuvien nousu ja D_m on kuularuuvien nimellishalkaisija. Lasketaan hyötysuhde lineaariliikkeen pyörimisliikkeeksi muuttamisesta

$$\eta_2 = \frac{1 - \frac{\mu}{\tan(\alpha)}}{1 + \mu \cdot \tan(\alpha)} = 0.88 \quad (108)$$

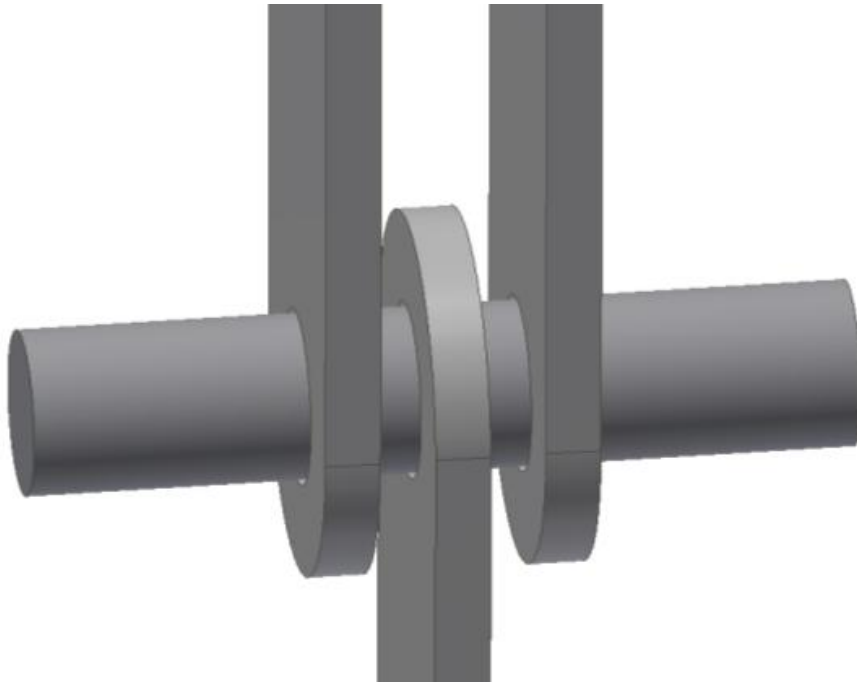
missä η_2 on hyötysuhde. Lasketaan tarvittava jarrutusmomentti kuularuuvia kohden.

$$T_j = S \cdot \frac{F_{\text{ruuvi}} \cdot l \cdot \eta_2}{2\pi} \quad (109)$$

$$T_j = \frac{3 \cdot 17.7 \text{ kN} \cdot 16 \text{ mm} \cdot 0.88}{2\pi} = 119 \text{ Nm}$$

missä T_j on tarvittava jarrutusmomentti yhtä kuularuuvia kohden.

Huoltotoimenpiteiden ajaksi on puskin pystyttävä lukitsemaan yläasentoon mekaanisesti. Puskin ja kattorakenteeseen hitsataan salpalevyt, joiden läpi asennetaan tappi lukitusta varten. Kuvassa 43 näkyy lukituksen periaate.



Kuva 43 Puskimen lukituksen periaate

Mitoitetaan lukituksen osat. Voima F , joka on puskinen painon aiheuttama, vetää keskimmäistä levyä alaspäin. Täten palaan tappia kohdistuu sen molemmille puolilla leikkausvoima, jonka arvo on puolet voimasta F . Valitaan kaikkien osien materiaaliksi rakenneteräs S355 ja valitaan varmuusluvun arvoksi 3. Mitoitetaan rakenne:

$$F = m_{\text{pus}} \cdot g = 35.3 \text{ kN} \quad (110)$$

missä F on puskinen painon aiheuttama kuorma.

$$\sigma_{\text{sall}} = \frac{345 \text{ MPa}}{3} = 115 \text{ MPa} \quad \tau_{\text{sall}} = \frac{\sigma_{\text{sall}}}{\sqrt{3}} = 66 \text{ MPa} \quad (111)$$

missä σ_{sall} ja τ_{sall} ovat sallitut veto- ja leikkausjännitykset.

$$\tau = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{A_{\text{sa}}} \quad (112)$$

missä τ on tapin leikkausjännitys ja A_{sa} on tapin poikkipinnan halkaisija. Laajennetaan kaavaa pinta-alan osalta ja asetetaan leikkausjännitykseksi sallittu jännitys

$$\tau_{\text{sall}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{sa}}^2} \quad (113)$$

missä d_{sa} on tapin halkaisija. Ratkaistaan yhtälö tapin halkaisijan mukaan

$$d_{sa} = \sqrt{\frac{\frac{1}{2} \cdot F}{\frac{\pi}{4} \cdot \tau_{sall}}} = 18.4 \text{ mm} \quad (114)$$

Valitaan tapin halkaisijaksi 30 mm, jotta saavutetaan tukevampi rakenne. Määritetään levyn paksuus tapin aiheuttaman sallitun reunapuristuksen perusteella. Materiaalille sallitaan 380 MPa reunapuristusjännitys (Outinen ym. 2007, 59). Vaikka arvo sisältää jo tietyn varmuuskertoimen, voidaan sitä kuitenkin lisätä.

$$p_{sall} = \frac{380 \text{ MPa}}{3} = 127 \text{ MPa} \quad (115)$$

missä p_{sall} on sallittu reunapuristusjännityksen arvo. Määritetään levyn vahvuus

$$p_{sall} = \frac{F}{d_{sa} \cdot t} \quad (116)$$

missä t on levyn vahvuus. Ratkaistaan t

$$t = \frac{F}{d_{sa} \cdot p_{sall}} = 9.3 \text{ mm} \quad (117)$$

Valitaan levyn vahvuudeksi 10 mm. Mitoitetaan levyn leveys sallitun vetojännityksen avulla.

$$\sigma_{sall} = \frac{F}{t \cdot (c - d_{sa})} \quad (118)$$

missä c on levyn leveys. Ratkaistaan yhtälö leveyden c suhteen

$$c - d_{sa} = \frac{F}{t \cdot \sigma_{sall}} \quad (119)$$

$$c = \frac{F}{t \cdot \sigma_{sall}} + d_{sa} = 60.7 \text{ mm} \quad (120)$$

Valitaan levyn leveydeksi 65 mm. Määritetään vielä tarvittava etäisyys reiän reunasta levyn päätyyn levyn leikkautumisen perusteella. Leikkautumaan pyrkivä osa on siis reiän levyinen kaista levyn päässä ja voima F jakautuu kahden leikkauspinta-alan kesken.

$$\tau_{lp} = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{b \cdot t} \quad (121)$$

missä τ_{lp} on levynpään leikkausjännitys ja b on etäisyys reiän reunasta levyn päähän. Ratkaistaan b :n suhteen ja käytetään sallittua leikkausjännitystä

$$b = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{\tau_{sall} \cdot t} = 26.6 \text{ mm} \quad (122)$$

Reiän keskipisteen etäisyys levyn päästä on tällöin vähintään

$$b + \frac{1}{2} \cdot d_{sa} = 41.6 \text{ mm}$$

Levyt hitsataan rakenteeseen kiinni kaksoispienahitsillä. Lasketaan a -mitan minimikoko.

$$a_{\min} = \sqrt{\frac{t}{\text{mm}}} - 0.5 \text{ mm} = 2.7 \text{ mm} \quad (123)$$

missä a_{\min} a -mitan minimikoko. Valitaan a -mitaksi 3 mm. Sallituksi hitsin jännitykseksi muodostuu

$$\sigma_{wsall} = \frac{\sigma_{sall}}{\beta \cdot \sqrt{3}} = 74 \text{ MPa} \quad (124)$$

missä σ_{wsall} on hitsin sallittu jännitys ja materiaali-kohtainen kerroin β saa tässä tapauksessa arvon 0,9. Yhden hitsin jännitykseksi muodostuu

$$\sigma_w = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{a \cdot l} \quad (125)$$

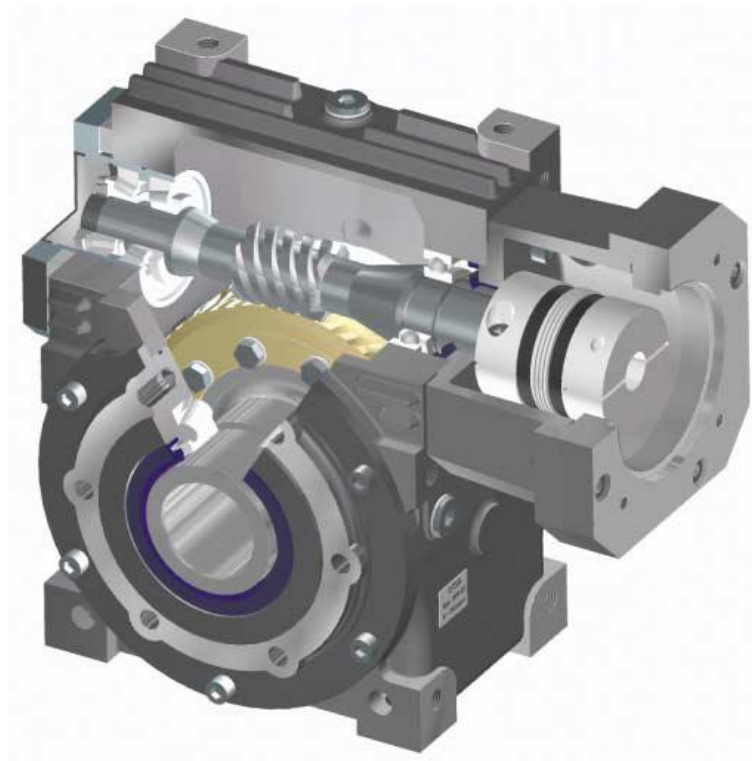
missä l on hitsin pituus. Ratkaistaan tarvittavan mitan l suhteen

$$l = \frac{\frac{1}{2} \cdot F}{a \cdot \sigma_{wsall}} = 79.8 \text{ mm} \quad (126)$$

Valitaan hitsien pituudeksi 80 mm.

7.11 Kulmavaihde ja sähkömoottori

Kulmavaihteeksi valittiin Girard Dynabox XL 200. Sen välityssuhde on 7,2 (katso luku 7.1). Kyseessä on kierukkavaihde. Kulmavaihteen periaate näkyy kuvassa 44. Ylempänä kuvassa näkyvän ensiöakselin kierukka pyörittää toisiöakseliin kytkettyä kierukka-pyörää. Kulmavaihteen tekniset tiedot ovat esillä liitteessä 1.



Kuva 44 Girard Dynabox XL 200 –kulmavaihde (Girard Transmissions, hakupäivä 26.2.2013)

Kun vaihteen välityssuhde on laskettu, voidaan määrittää tarvittava sähkömoottorin tuottama vääntömomentti. Toisiopuolen tarvitsema vääntömomentti on 3000 Nm.

$$i = \frac{T_2}{T_1} \quad (127)$$

missä i on välityssuhde, T_1 on moottorin vääntömomentti ja T_2 on puristimen tarvitsema vääntömomentti. Ratkaistaan T_1 suhteen

$$T_1 = \frac{T_2}{i} \quad T_1 = \frac{3000\text{Nm}}{7.2} = 417\text{Nm} \quad (128)$$

Moottoriksi valittiin T-T Electric AC Amp 160-B. Kyseessä on oikosulkumoottori, jonka akselikorkeus on 160 mm. Nimellinen kierrosnopeus on 3000 1/min ja mekaaninen maksimikierrosnopeus on 3400 1/min. Näillä saavutetaan puristimen vaatima nopeus tyydyttävästi. Moottorin tekniset tiedot ovat esillä liitteessä 2.

Sähkömoottorin kierrosnopeutta ja vääntömomenttia säädetään taajuusmuuttajan avulla. Sen avulla saadaan käyttäjän tietoon myös ko. arvot reaaliajassa. Taajuusmuuttajaa käyttämällä suoritetaan liikkeiden käynnistys vakiomomentilla, jolloin puristimen hallittavuus käytössä lisääntyy ja koneenelimien sysäyksistä johtuva rasitus pienenee.

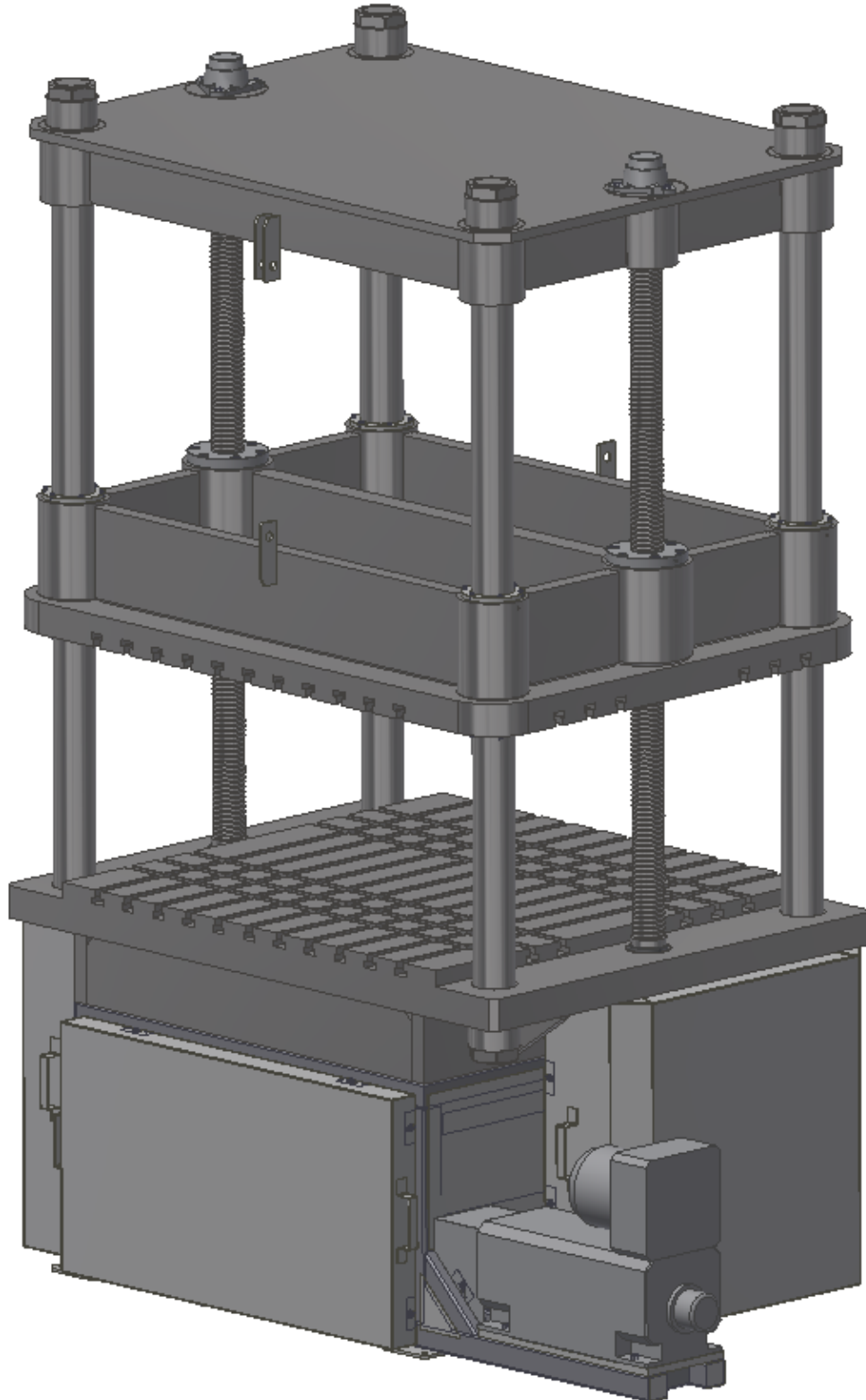
7.12 Akselikytkimet

Kytkimiksi valittiin hammashihnapyöräakselille KTR Rotex 75 –sakarakytkin joustoelementillä, jonka kovuus on 95 Shore A. Kytkimen nimellinen vääntömomentinvälityskyky on 1920 Nm ja maksimi- on 3840 Nm.

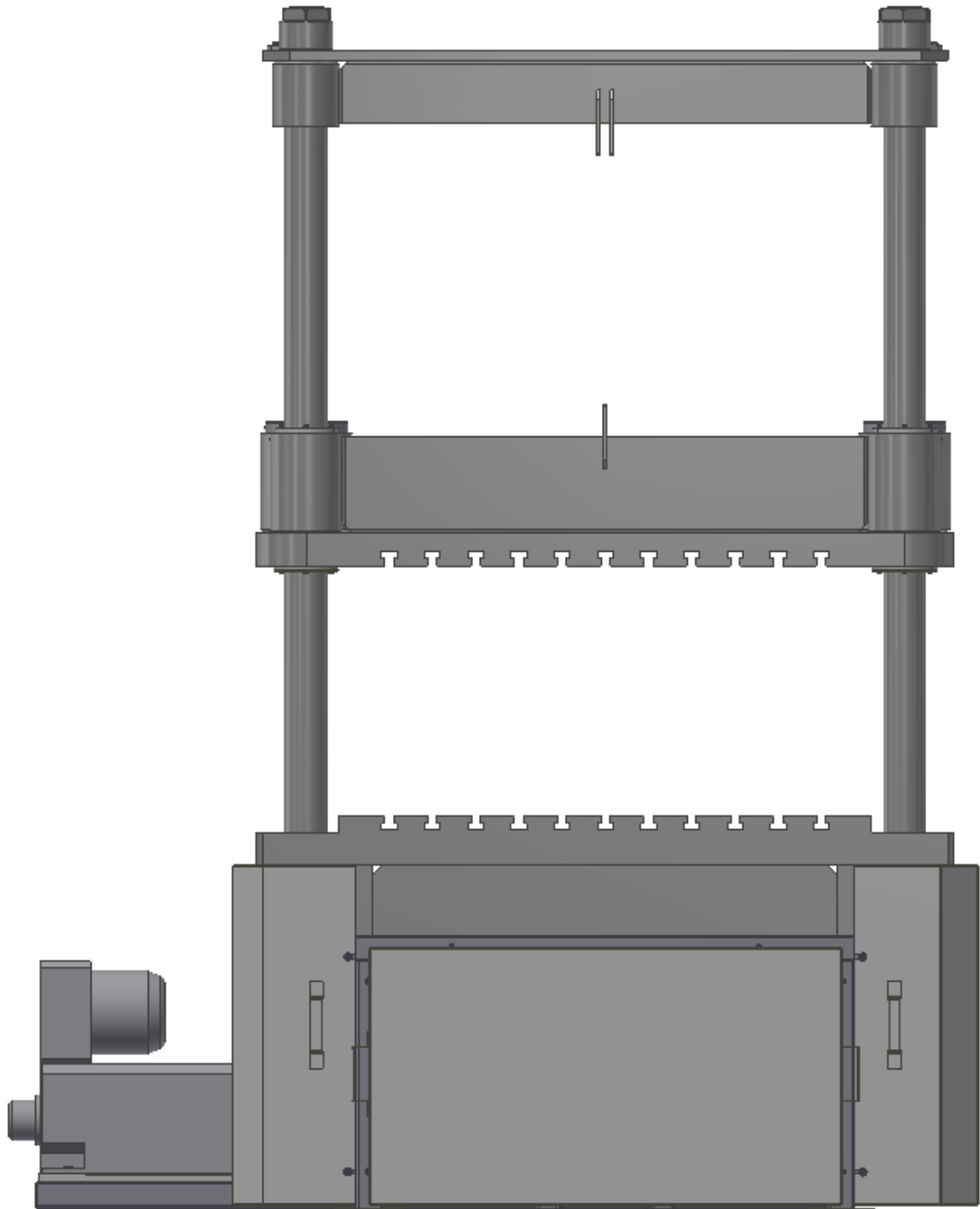
Sähkömoottorin kytkimeksi valittiin KTR Rotex 55 –sakarakytkin joustoelementillä, jonka kovuus on 98 Shore A. Kytkimen nimellinen vääntömomentinvälityskyky on 685 Nm ja maksimi- on 1370 Nm.

8 SUUNNITTELUN TULOS

Kuvista 45 ja 46 käy ilmi lopullisen puristimen rakenne ja mittasuhteet.



Kuva 45 Sisustuselementtipuristin



Kuva 46 Puristin edestäpäin kuvattuna

Kuvista on jätetty pois muutama kiinteä suojuus havainnollisuuden parantamiseksi. Puristimen painoksi muodostui noin 12500 kg. Puristin on noin 3,6 metriä korkea, 1,8 metriä leveä ja noin 3 metriä pitkä moottori mukaan lukien. Yksityiskohtaisempi mittapiirustus on liitteessä 3.

9 PURISTIMEN KÄYTÖN RISKIT JA HUOLTO

Puristimen käyttöturvallisuuden takaamiseksi on sen suunnittelussa aikana sovellettu standardia SFS-EN ISO 12100: ”Koneturvallisuus. Yleiset suunnitteluperiaatteet, riskin arviointi ja riskin pienentäminen”. Sen mukaan suunnittelijan toteuttamat suojaustoimenpiteet ovat seuraavat:

1. Luontaisesti turvalliset suunnittelutoimenpiteet
2. Suojaustekniset toimenpiteet ja täydentävät suojaustoimenpiteet
3. Käyttöä koskevat tiedot
 - koneessa
 - varoituskilvet, signaalit
 - varoituslaitteet
 - käyttöohjekäsikirjassa. (SFS-EN ISO 12100 2010, 32)

Luontaisesti turvalliset suunnittelutoimenpiteet poistavat vaarat tai pienentävät riskejä itse koneen rakenneominaisuuksien sopivalla valinnalla ja/tai altistuneiden henkilöiden ja koneen vuorovaikutustavan avulla. (SFS-EN ISO 12100 2010, 52)

Ottaen huomioon tarkoitettu käyttö ja kohtuudella ennakoitavissa oleva väärinkäyttö, riskin pienentämiseksi voidaan käyttää sopivasti valittuja suojausteknisiä toimenpiteitä ja täydentäviä suojaustoimenpiteitä, kun vaaran poistaminen tai siihen liittyvän riskin riittävä pienentäminen ei ole käytännössä mahdollista luontaisesti turvallisista suunnittelutoimenpiteistä käyttämällä. (SFS-EN ISO 12100 2010, 52)

Jos toteutetuista luontaisesti turvallisista suunnittelutoimenpiteistä, suojausteknisistä toimenpiteistä ja täydentävistä suojaustoimenpiteistä huolimatta jäljelle jää riskejä, jäänösriskit on yksilöitävä käyttöä koskevissa tiedoissa. Käyttöä koskeviin tietoihin on sisällyttävä seuraavat seikat, kuitenkin niihin rajoittumatta:

- koneen käyttöön liittyvät toimintamenettelyt, jotka vastaavat sen henkilöstön odotettuja kykyjä, joka käyttää konetta, tai sellaisten muiden henkilöiden odotettuja kykyjä, jotka voivat altistua koneeseen liittyville vaaroille

- koneen käyttöön liittyvät suositeltavat turvalliset työmenetelmät sekä niihin liittyvät koulutusvaatimukset riittävästi kuvattuina
- riittävästi tietoa, mukaan lukien varoituksia koneen elinkaaren eri vaiheiden jäännösriskeistä
- kaikkien suositeltujen henkilönsuojaimien kuvaus mukaan lukien yksityiskohdat niiden tarpeesta sekä niiden käyttöön liittyvät koulutustarpeet. (SFS-EN ISO 12100 2010, 52)

Käyttöä koskevat tiedot eivät saa korvata luontaisesti turvallisten suunnittelutoimenpiteiden tai suojausteknisten toimenpiteiden tai täydentävien suojaustoimenpiteiden oikeaa soveltamista. (SFS-EN ISO 12100 2010, 52)

9.1 Riskin arviointi

Jotta koneen aiheuttamat riskit voidaan poistaa tai minimoida, on ne ensin tiedostettava. Riskin arviointiin kuuluu:

- riskianalyysi, joka sisältää
 1. koneen raja-arvojen määrittäminen
 2. vaaran tunnistaminen sekä
 3. riskien suuruuden arviointi, ja
- riskin merkityksen arviointi. (SFS-EN ISO 12100 2010, 34)

Riskianalyysin avulla saadaan tietoja, joita tarvitaan riskin merkityksen arvioinnissa, mikä puolestaan tekee mahdolliseksi päätöksenteon siitä, tarvitaanko riskin pienentämistä vai ei. (SFS-EN ISO 12100 2010, 34)

Näiden päätösten tukena on oltava koneen aiheuttamiin vaaroihin liittyvän riskin laadullinen tai tarvittaessa määrällinen arvio. (SFS-EN ISO 12100 2010, 34)

Puristimen riskinarviointi on liitteessä 4.

9.2 Suojukset

Puristimen suojusten tyyppi on valittu noudattaen standardin SFS-EN 953 periaatteita. Puristin sisältää useita kiinteitä suojuksia. Näillä estetään luoksepäästävyys liikkuviin osiin, joihin ei tarvita pääsyä käytön aikana. Kiinteän suojuksen määritelmän mukaan se on suojus, joka on kiinnitetty sellaisella tavalla, että se voidaan avata tai poistaa vain käyttämällä työkaluja tai rikkomalla kiinnitystapa. (SFS-EN 953 2009, 14)

Huollon aikana luoksepäästävyys on kuitenkin sallittava. Näin ollen on ne varustettava irtoamattomilla kiinnikkeillä. Tämä tarkoittaa sitä, että kun suojus irrotetaan, on kiinnikkeiden jäätävä kiinni suojuksen tai koneeseen. (SFS-EN 953 2009, 44)

9.3 Puristimen ohjaus

Puristimen ohjaus on suunniteltu suoritettavan kaksinkäsinhallintalaittein. Käyttäjän on saatava tieto puristimen liikenopeudesta ja puristusvoimasta visuaalisesti ja pystyttävä säätämään ko. arvoja halutuiksi.

Pitojarrut pitävät puskin paikallaan, kun työliikkeitä ei suoriteta. Jarrujen on oltava oletuksellisesti kiinni-asennossa, ja ne saavat avautua vasta kun käyttäjä suorittaa työliikkeitä.

Ohjausjärjestelmän on tunnistettava myös huoltokäyttöön tarkoitetun lukitusmekanismin kytkentä. Ohjaus ei saa liikuttaa puskin lukituksen ollessa kytkettynä.

Käyttäjällä on oltava mahdollisuus kytkeä koneen ohjaus huoltoasentoon, jolla hän pystyy liikuttamaan puskin ryömimisnopeudella huoltotarkoituksia varten suojusten ollessa avattuina.

9.4 Huoltokohteet

Karkea arvio puristimen osien tarvitsemista tarkastuksista ja niiden tiheydestä on esitetty liitteessä 5.

10 POHDINTA

Käytössä olevan puristimen pieni työalue oli vaikeuttanut suurten sisustuselementtien muotoon puristamista lisätoimenpiteiden aiheuttaman asetusajan kasvamisena ja työn hankaloitumisena. Kunnossapitoa vaikeutti voimanlähteen komponenttien sijaitseminen puristimen kattorakenteen yläpuolella.

Uuden puristimen myötä haluttiin selkeyttää sen rakennetta ja tilankäyttöä. Puristimen työkalualue on kasvanut merkittävästi. Puristimessa ei enää ole kuularuuvien vierintälaakereita lukuun ottamatta huoltoa vaativia komponentteja kattorakenteen yläpuolella. Puristimen korkeus on pienentynyt tyydyttävästi.

Puskimen, pyöröjohteiden ja rungon käyttäytymisen arviointi puristuksessa oli haastavaa. Näin ollen niiden mitoitus muodostui hankalaksi. Kuularuuveille kohdistuvasta taivutuksen eliminoinnista muodostui mitoitusehto, joten puskimen ja kansilevyn mitoitukset ainakin jännitysten suhteen on varmalla puolella. Mitoituslaskujen käyttökelpoisuutta pystyttiin arviomaan FEM-mallin avulla, ja tulokset vaikuttivat luotettavilta.

Alkuperäisen puristimen runko oli valmistettu valamalla. Uuteen puristimeen se ei olisi tullut kysymykseen. Putkipalkkiratkaisun avulla saatiin lisätilaa komponenttien asennuksen ja huollettavuuden helpottamiseksi.

Koneturvallisuusstandardit tarjosivat hyvän pohjan puristimen turvallisuuden arviointiin. Ne esittävät selkeästi periaatteet, joilla suurin osa riskeistä poistetaan itse koneen suunnittelussa. Ne sisältävät myös selkeitä esimerkkejä mahdollisista vaaratilanteista koneen elinkaaren aikana. Nämä auttoivat hahmottamaan, mitä kaikkia mahdollisia vaaratilanteita koneen hyödyntäjät voivat kohdata ja siten ne otettiin huomioon suunnittelussa.

Elementtipuristinta voitaisiin jatkokehittää sisältämään sellaisen ohjausjärjestelmän, johon ohjelmoitaisiin valmiita puristustyökiertoja. Näin poistettaisiin säätötoimenpiteiden tarve, ja tuotekohtaiset puristustapahtuman arvot taltioituisivat. Lisäksi työkalujen kiinnityksen standardoinnilla ja kiinnitystä kehittämällä voitaisiin suunnitella yksinkertainen kone, joka suorittaa työkalun vaihdon ihmisen puolesta.

11 LÄHTEET

- Aho, Kauko 1985. Koneenosien suunnittelu 3: Laakerit. Porvoo: WSOY.
- Airasmaa, Ilkka & Kokko, Juha & Komppa, Veikko & Saarela, Olli 1991. Muovikomposiitit. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.
- Airila, Mauri 1985. Koneenosien suunnittelu 3: Akselit. Porvoo: WSOY.
- Blom, Seppo & Lahtinen, Pekka & Nuutio, Erkki & Pekkola, Kari & Pyy, Seppo & Rautiainen, Hannu & Sampo, Arto & Seppänen, Pekka & Suosara, Eero 2006. Koneenelimet ja mekanismit. 5.–6. painos. Helsinki: Edita Prima Oy.
- CoastOne Oy. Cone 900. Hakupäivä 23.1.2013. <<http://www.international-technologies.com/assets/images/900.png>>
- CoastOne Oy. Johderakenne. Hakupäivä 23.1.2013. <<http://www.coastone.fi/img1/85.jpg>>
- Etra. Optibelt AT10. Hakupäivä 12.3.2013. <<http://tuotteet.etra.fi/fi/g7996276/optibelt-alpha-hammashihna-at10>>
- Girard Transmissions. Dynabox XL. Hakupäivä 26.2.2013. <http://www.girard-transmissions.com/images/editeur/files/DYNABOX_XL.pdf>
- Herkules Equipment Corporation. Hakupäivä 12.3.2013. <<http://www.enkonsystems.com/images/enkon-ball-screw.png>>
- HIWIN 2010. Ballscrews, technical information. Hakupäivä 4.1.2013. <[http://www.hiwin.com.tw/download/tech_doc/bs/Ballscrew-\(E\).pdf](http://www.hiwin.com.tw/download/tech_doc/bs/Ballscrew-(E).pdf)>
- Huhtala, Veijo & Makkonen, Tenho & Ojanen, Tero & Rusanen, Auvo 1987. Konstruktiotekniikka. Helsinki: Valtion painatuskeskus.
- Kivioja, Seppo 2010. Koneenosien suunnittelu: Akseleiden liittäminen toisiinsa. 4.–5. painos. Helsinki: WSOYpro.
- Laki eräiden teknisten laitteiden vaatimustenmukaisuudesta 26.11.2004/1016.
- Machinery Values Inc. Press Master. Hakupäivä 15.11.2012. <http://www.pressmaster-hydraulic-presses.com/cms/controller/services/Thumbnail.ashx?fileName=/media/rkmachinery_productCategory.productShot/FTP-150_PM.jpg>
- Martikka, Heikki 1985. Koneensuunnittelu 2: Muotosulkeiset liitokset. Porvoo: WSOY.
- Metalliteollisuuden Keskusliitto MET 2001. Muovit ja kumit. 2. uudistettu painos. Helsinki: Metalliteollisuuden Kustannus Oy.
- MEADinfo 2012. DIN 6885-1 :- Key, Hub Keyway, Shaft Keyway Details and Dimensions. Hakupäivä 17.4.2013. <<http://www.meadinfo.org/2009/05/din-6885-1-key-hub-keyway-shaft-keyway.html>>
- Movetec Oy. Tehonsiirtotekniikka. Hakupäivä 22.1.2013. <<http://www.movetec.fi/images/pdf/tehonsiirtotekniikka1.pdf>>
- Niemi, Erkki 1985. Koneensuunnittelu 2: Hitsausliitokset. Porvoo: WSOY.
- Nurmi, Lasse 1985. Koneenosien suunnittelu 4: Suoraviivaisen liikkeen koneenosat. Porvoo: WSOY.
- Outinen, Hannu & Salmi, Tapio & Vulli, Pertti 2007. Lujuusopin perusteet. Tampere: Pressus Oy.
- Phoenix Hydraulic Presses Inc. Hakupäivä 14.11.2012. <<http://www.phoenixhydraulic.com/Portals/0/DSCF6369.jpg>>
- Ranta, Aarno 1985. Koneenosien suunnittelu 1: Koneenosien lujuuslaskenta. Porvoo: WSOY.
- Reinor Oy. LP-RTC –valmistusprosessi. Hakupäivä 29.1.2013. <<http://www.reinor.fi/index.php?id=107&sub=2&lang=fi>>
- Reinor Oy. Tuote-esite. Hakupäivä 28.1.2013. <<http://www.reinor.fi/index.php?id=107&lang=fi>>

RK Metalfab Inc. RK Machinery. Hakupäivä 15.11.2012.

<http://rkmachinery.ca/media/rkmachinery_picture.largePicture/5-CFP-50t.jpg>

Salonen, Pekka 2010. Koneenosien suunnittelu: Liukulaakerit. 4.–5. painos. Helsinki: WSOYpro.

Schaeffler KG 2009. Bearings for screw drives. Hakupäivä 25.2.2013.

<http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi123_de_en.pdf>

Suomen standardisoimisliitto SFS 2010. SFS-EN ISO 12100 Koneturvallisuus: Yleiset suunnitteluperiaatteet, riskin arviointi ja riskin pienentäminen. 3. painos.

Suomen standardisoimisliitto SFS 2009. SFS-EN 953 + A1 Koneturvallisuus: Suojukset, kiinteiden ja avattavien suojusten suunnittelun ja rakenteen yleiset periaatteet. 2. painos.

Siirilä, Tapio & Pahkala, Jorma 2004. EU-määräysten mukainen koneiden turvallisuus. 5. painos. Helsinki: Fimtekno Oy.

Siirilä, Tapio 2008. Koneturvallisuus, EU:n direktiivien ja standardien soveltaminen käytännössä. 2. uudistettu painos. Helsinki: Inspecta Koulutus Oy.

Siirilä, Tapio 2009. Koneturvallisuus, Ohjausjärjestelmät ja turvalaitteet. 2. uudistettu painos. Helsinki: Inspecta Koulutus Oy.

SKF 2008. Ballscrews. Hakupäivä 18.1.2013. <<http://www.skf.com/files/779283.pdf>>

Söyrinki, Ahti, toimitusjohtaja, Reinor Oy. Haastattelut 25.10.2013, 7.11.2012, 3.1.2013

T-T Electric. AC Square Motors. Hakupäivä 15.2.2013. <<http://www.t-telectric.com/pdf/amp.pdf>>

Tuomaala, Jorma 1995. Luova koneensuunnittelu. Tampere: Tammertekniikka Ky. Työturvallisuuslaki 23.8.2002/738.

Valtioneuvoston asetus koneiden turvallisuudesta 12.6.2008/400.

Valtioneuvoston asetus työvälineiden turvallisesta käytöstä ja tarkastamisesta 12.6.2008/403

Zwick Roell. Z1200E. Hakupäivä 23.1.2013.

<http://www.zwick.fi/no_cache/fi/tuotteet/staattiset-koestuskoneet/suurtehokoneet-330-2000-kn/model-e-from-330-to-2000-kn.html?tx_z7treedependingdownloads_pi1%5Bfile%5D=135>

LIITTEET

- Liite 1. Girard Transmission. Dynabox XL 200 –tuotelehti. < http://www.girard-transmissions.com/images/editeur/files/DYNABOX_XL.pdf>
- Liite 2. T-T Electric. AC Amp 160-B –tuotelehti. <<http://www.t-telectric.com/pdf/amp.pdf>>
- Liite 3. Elementtipuristimen mittapiirustus
- Liite 4. Puristimen riskinarvionti
- Liite 5. Puristimen huoltokohteet

DYNABOX XL SELECTION

START/STOP SERVICE S5

Calculate torque S5 on gearbox output :

$$\text{Torque S5} = T_{max} \times F1 \times F2$$

GEARBOX RUNNING TIME DURING 1 CYCLE			
	10 %	30 %	50 %
F1	0.7	0.85	1
	60 %	1.15	

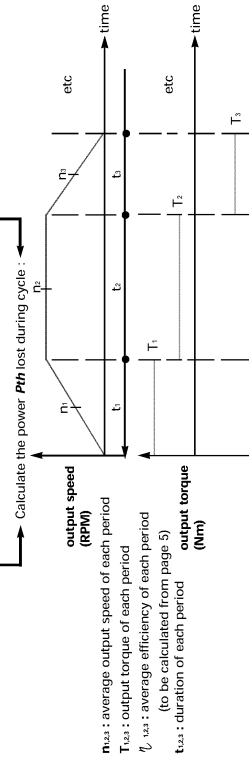
NUMBER OF CYCLES/HOUR			
F2	1000	2000	3000
	1	1.35	1.45
			1.6
			1.9

Pre-select the gearbox size :

in the column **Torque S5**, at **N_{max}** input speed

Pre-select the gearbox size :

in the column **Torque S1**, at **N_{max}** input speed



$$P_{th} = 0.105 \times \sqrt[3]{\left(\frac{100 \cdot \ell_1}{\ell_2} \times n_1 T_1\right)^3 + \left(\frac{100 \cdot \ell_2}{\ell_1} \times n_2 T_2\right)^3 + \dots}$$

P_{th} must be lower than the thermal capacity of the pre-selected gearbox size, otherwise select a larger gearbox.

Thermal capacities :	DYNABOX XL 125	1652W
	DYNABOX XL 160	2479W
	DYNABOX XL 200	4210W

LEGEND

T_{max} (Nm) : maximum output torque during operating cycle / continuous operation.
N_{max} (RPM) : maximum input speed achieved during operating cycle.
E-stop (Nm) : gearbox output emergency torque (2 seconds maximum duration, maximum of 25000 times).
ig (kgcm²) : polar moment of inertia on input, without coupling (see coupling inertia page 10).
η_g (%) : gearbox efficiency.
Fr (N) : maximum radial load applicable at the middle of the output shaft, without any axial load.
Fa (N) : maximum axial load applicable on output shaft, without any radial load.

TECHNICAL SPECIFICATIONS

N _{max}	6000			4000			3000			2000			1000		
	i	Torque S1	η _g	Torque S1	η _g	Torque S1	η _g	Torque S1	η _g	Torque S1	η _g	Torque S1	η _g	Fr	
DYNABOX XL 125	5,125:1	792	97	609	1005	96	716	1181	96	884	1459	95	1217	2008	94
	7,25:1	840	97	632	1043	96	742	1224	95	907	1497	95	1208	1993	93
	10,25:1	832	96	622	1026	95	725	1196	95	887	1464	94	1147	1893	92
	15,25:1	726	94	542	894	93	625	1031	92	759	1252	91	972	1604	89
	20,51:1	1026	93	759	1232	92	877	1447	91	1043	1721	89	1320	2178	87
DYNABOX XL 160	20,51:1	869	90	634	1046	88	731	1206	87	881	1421	85	1079	1780	81
	28,51:1	869	90	634	1046	88	731	1206	87	881	1421	85	1079	1780	81
	40,51:1	869	90	634	1046	88	731	1206	87	881	1421	85	1079	1780	81
	56,51:1	869	90	634	1046	88	731	1206	87	881	1421	85	1079	1780	81
	80,51:1	869	90	634	1046	88	731	1206	87	881	1421	85	1079	1780	81
DYNABOX XL 200	20,51:1	1142	86	833	1374	84	952	1571	82	1104	1822	80	1369	2250	75
	28,51:1	1142	86	833	1374	84	952	1571	82	1104	1822	80	1369	2250	75
	40,51:1	1142	86	833	1374	84	952	1571	82	1104	1822	80	1369	2250	75
	56,51:1	1142	86	833	1374	84	952	1571	82	1104	1822	80	1369	2250	75
	80,51:1	1142	86	833	1374	84	952	1571	82	1104	1822	80	1369	2250	75
DYNABOX XL 250	20,51:1	1450	97	1129	1851	97	1324	2105	96	1648	2719	96	2134	3851	94
	28,51:1	1450	97	1129	1851	97	1324	2105	96	1648	2719	96	2134	3851	94
	40,51:1	1450	97	1129	1851	97	1324	2105	96	1648	2719	96	2134	3851	94
	56,51:1	1450	97	1129	1851	97	1324	2105	96	1648	2719	96	2134	3851	94
	80,51:1	1450	97	1129	1851	97	1324	2105	96	1648	2719	96	2134	3851	94
DYNABOX XL 315	20,51:1	1513	96	1191	1916	96	1346	2221	95	1650	2723	94	2215	3855	93
	28,51:1	1513	96	1191	1916	96	1346	2221	95	1650	2723	94	2215	3855	93
	40,51:1	1513	96	1191	1916	96	1346	2221	95	1650	2723	94	2215	3855	93
	56,51:1	1513	96	1191	1916	96	1346	2221	95	1650	2723	94	2215	3855	93
	80,51:1	1513	96	1191	1916	96	1346	2221	95	1650	2723	94	2215	3855	93
DYNABOX XL 400	20,51:1	1775	94	1339	2208	93	1530	2525	92	1856	3062	90	2392	3947	88
	28,51:1	1775	94	1339	2208	93	1530	2525	92	1856	3062	90	2392	3947	88
	40,51:1	1775	94	1339	2208	93	1530	2525	92	1856	3062	90	2392	3947	88
	56,51:1	1775	94	1339	2208	93	1530	2525	92	1856	3062	90	2392	3947	88
	80,51:1	1775	94	1339	2208	93	1530	2525	92	1856	3062	90	2392	3947	88
DYNABOX XL 500	20,51:1	2219	87	1630	2690	85	1858	3066	84	2211	3648	81	2765	4562	77
	28,51:1	2219	87	1630	2690	85	1858	3066	84	2211	3648	81	2765	4562	77
	40,51:1	2219	87	1630	2690	85	1858	3066	84	2211	3648	81	2765	4562	77
	56,51:1	2219	87	1630	2690	85	1858	3066	84	2211	3648	81	2765	4562	77
	80,51:1	2219	87	1630	2690	85	1858	3066	84	2211	3648	81	2765	4562	77
DYNABOX XL 630	20,51:1	2592	98	2008	3313	97	2392	3947	97	2954	4874	96	4208	6943	95
	28,51:1	2592	98	2008	3313	97	2392	3947	97	2954	4874	96	4208	6943	95
	40,51:1	2592	98	2008	3313	97	2392	3947	97	2954	4874	96	4208	6943	95
	56,51:1	2592	98	2008	3313	97	2392	3947	97	2954	4874	96	4208	6943	95
	80,51:1	2592	98	2008	3313	97	2392	3947	97	2954	4874	96	4208	6943	95
DYNABOX XL 800	20,51:1	2721	97	2108	3478	97	2492	4092	96	3042	5019	96	4236	6989	94
	28,51:1	2721	97	2108	3478	97	2492	4092	96	3042	5019	96	4236	6989	94
	40,51:1	2721	97	2108	3478	97	2492	4092	96	3042	5019	96	4236	6989	94
	56,51:1	2721	97	2108	3478	97	2492	4092	96	3042	5019	96	4236	6989	94
	80,51:1	2721	97	2108	3478	97	2492	4092	96	3042	5019	96	4236	6989	94
DYNABOX XL 1000	20,51:1	3356	94	2551	4209	93	2909	4800	92	3538	5838	91	4590	7574	89
	28,51:1	3356	94	2551	4209	93	2909	4800	92	3538	5838	91	4590	7574	89
	40,51:1	3356	94	2551	4209	93	2909	4800	92	3538	5838	91	4590	7574	89
	56,51:1	3356	94	2551	4209	93	2909	4800	92	3538	5838	91	4590	7574	89
	80,51:1	3356	94	2551	4209	93	2909	4800	92	3538	5838	91	4590	7574	89
DYNABOX XL 1250	20,51:1	3747	96	2775	4579	96	3154	5204	85	3788	6250	83	4747	7833	78
	28,51:1	3747	96	2775	4579	96	3154	5204	85	3788	6250	83	4747	7833	78
	40,51:1	3747	96	2775	4579	96	3154	5204	85	3788	6250	83	4747	7833	78
	56,51:1	3747	96	2775	4579	96	3154	5204	85	3788	6250	83	4747	7833	78
	80,51:1	3747	96	2775	4579	96	3154	5204	85	3788	6250	83	4747	7833	78
DYNABOX XL 1600	20,51:1	4170	85	3232	5336	82	3636	5836	80	4319	7121	77	5328	8811	72
	28,51:1	4170	85	3232	5336	82	3636	5836	80	4319	7121	77	5328	8811	72
	40,51:1	4170	85	3232	5336	82	3636	5836	80	4319	7121	77	5328	8811	72
	56,51:1	4170	85	3232	5336	82	3636	5836	80	4319	7121	77	5328	8811	72
	80,51:1	4170	85	3232	5336	82	3636	5836	80	4319	7121	77	5328	8811	72
DYNABOX XL 2000	20,51:1	4512	97	3609	5913	97	4248	6943	97	5124	8374	96	6433	10433	94
	28,51:1	4512	97	3609	5913	97	4248	6943	97	5124	8374	96	6433	10433	94
	40,51:1	4512	97	3609	5913	97	4248	6943	97	5124	8374	96	6433	10433	94
	56,51:1	4512	97	3609	5913	97	4248	6943	97	5124	8374	96	6433	10433	94
	80,51:1	4512	97	3609	5913	97	4248	6943	97	5124	8374	96	6433	10433	94
DYNABOX XL 2500	20,51:1	5124	96	4129	6688	96	4848	7833	96	5836	9519	95	7215	11811	93
	28,51:1	5124	96	4129	6688	96	4848	7833	96	5836	9519	95	7215	11811	93
	40,51:1	5124	96	4129	6688	96	4848	7833	96	5836	9519	95	7215	11811	93
	56,51:1	5124	96	4129	6688	96	4848	7833	96	5836	9519	95	7215	11811	93
	80,51:1	5124	96	4129	6688	96	4848	7833	96	5836	9519	95	7215	11811	93
DYNABOX XL 3150	20,51:1	5612	94	4512	7321	94	5328	8811	94	6433	10433	93	7921	12811	91
	28,51:1	5612	94	4512	7321	94	5328	8811	94	6433	10433	93	7921	12811	91

Motor Characteristics

Degree of Protection	IP23 S	Cooling	IC06
Rotor Inertia J (kgm ²)	0.311	Motor weight (kg)	335
Maximum mechanical speed n_{max} (min ⁻¹)	3400 (6000)*	Sound Pressure level (db(A)) at 50 Hz	76
D-End Bearing	6214 2RSC3	N-End bearing	6214 2RSC3
Vibration Class	A	Mounting	IM1001
Insulation class	H	Temperature rise Class	F
Motor Nominal voltage (V)	400	Thermal Protection	PTC 140°C

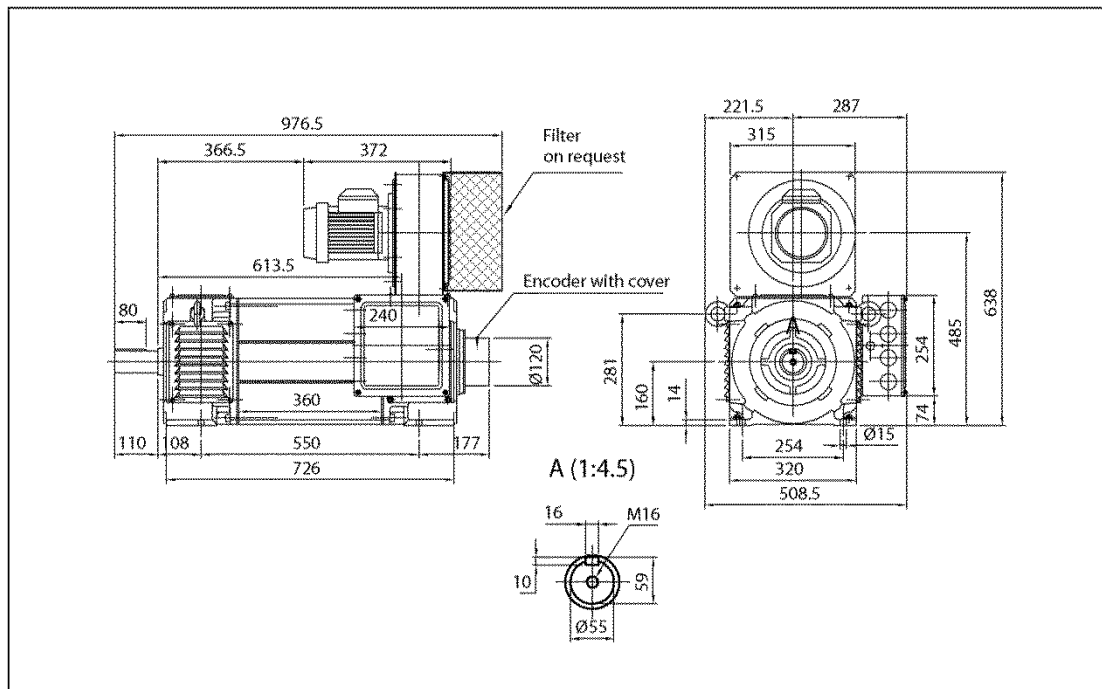
* On request

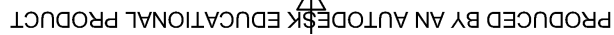
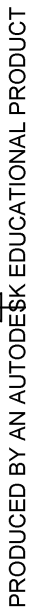
Blower characteristics

Frequency (Hz)	50/60	Number of phases	3
Voltage (V)	400/460	Mounting	Radial
Speed (min ⁻¹)	2840/3430	Type of cooling fan	Force draught
Power (kW)	1.1/1.27	Internal Static Air Pressure Drop (Pa)	850
Current (A)	2.4/2.4	Required cooling Air flow (m ³ /h)	900

Electrical Data (at 400V)

n min ⁻¹	P_N kW	T_N Nm	I_N A	n_1 min ⁻¹	$\cos \phi$	η	f_N Hz
500	25	472	52	800	0.82	0.84	18.0
1000	49	463	97	1600	0.81	0.89	34.7
1500	70	446	132	2400	0.82	0.93	51.4
2000	86	410	159	3200	0.82	0.95	68.0
3000	98	312	178	4800*	0.83	0.96	101.5





Puristimen riskinarvionti				
Mekaaniset vaarat	Tapahtuman todennäköisyys	Seurausten vakavuus	Riskiluokka	Toimenpiteet riskien vähentämiseksi
Puristumisvaara työkierron aikana	Mahdollinen	Vakava	Merkittävä riski	Työalueen rajaus ja merkitseminen, kylttien ja opasteiden käyttö, koneen käynnissäolosta ilmoittava valosignaali, kaksinkäsinhallintalaitteiden käyttö, hätäseis-kytkin, henkilökunnan koulutus, vierailijoiden opastaminen
Pyöriviin osiin takertuminen, liitistytminen	Mahdollinen	Vakava	Merkittävä riski	Luoksepäästävyvyyden poistaminen kiinteillä suojuksilla
Sinkoutuvat osat	Epätodennäköinen	Haitallinen	Vähäinen riski	Suojavarusteiden käyttö
Puskimen putoaminen hammashiinän katketessa	Epätodennäköinen	Vakava	Kohtalainen riski	Itsestään kytkeytyvien pitojarrujen käyttö kuularuuveissa
Puristusvaara huollon yhteydessä	Mahdollinen	Vakava	Merkittävä riski	Puskimen mekaaninen lukitusmahdollisuus, joka on kytketty ohjaukseen
Ohjausjärjestelmän vikatila	Epätodennäköinen	Vakava	Kohtalainen riski	Ohjauksen suunnittelussa koneen käynnistyminen vikatilassa tehtävä mahdollottomaksi
Muit vaarat				
Melu, kuulon heikkeneminen	Todennäköinen	Haitallinen	Merkittävä riski	Kuulosuojaimien käyttö
Sähköiskun vaara	Epätodennäköinen	Vakava	Kohtalainen riski	Luoksepäästävyvyyden poistaminen sähköjohtoihin, huolellinen sähkösuunnittelu vikatilanteet huomioiden
Liukastuminen, kompastuminen	Mahdollinen	Haitallinen	Kohtalainen riski	Koneen ja sen ympäristön säännöllisestä puhdistuksesta ja järjestämisestä huolehdittava

Puristimen huoltokohteet		
osa	tarkastuskohde	tarkastustiheys
puristin yleisesti	<ul style="list-style-type: none"> – rakenteiden eheys – suojuksien kiinnitykset ja kunto – puristimen käyttäytyminen – epätavallinen ääntely käytössä 	päivittäin
kuularuuvit	<ul style="list-style-type: none"> – voitelun tarve – halkeamat, kolhut 	viikottain
pyöröjohteet	<ul style="list-style-type: none"> – pinnan eheys – voitelun tarve 	viikottain
vierintälaakerit	<ul style="list-style-type: none"> – voitelun tarve – epätavallinen lämpeneminen ja ääntely 	kuukausittain
hammashihna	<ul style="list-style-type: none"> – kunnon tarkastus – kireys 	viikottain
hammashihnapyörät	<ul style="list-style-type: none"> – kunnon tarkastus 	viikottain
akselit	<ul style="list-style-type: none"> – kytkimien ja joustoelementtien kunto – akselien linjaus – halkeamat, kolhut 	kuukausittain
kulmavaihte	<ul style="list-style-type: none"> – öljyvuodot – linjaus – epätavallinen lämpeneminen ja ääntely 	kuukausittain
sähkömoottori	<ul style="list-style-type: none"> – kytkimen kunto – epätavallinen lämpeneminen ja ääntely – kiinnitysrunkoon 	kuukausittain
pitojarrut	<ul style="list-style-type: none"> – linjaus akselin kesken – asennusvälys – yleinen kunto – koejarrutus 	vuorottainen jarrutuskyvyn tarkastus
huoltolukitus	<ul style="list-style-type: none"> – yleinen kunto – koelukitus 	ennen huoltotoimenpiteiden aloittamista
ohjausjärjestelmä	<ul style="list-style-type: none"> – rajakytkinten tunnistus – koeajo 	päivittäin